

Fundamentos da Pneumática II

No capítulo anterior analisamos as características físicas do ar e os fenômenos inerentes ao mesmo, como a influência da temperatura e da umidade.

Neste capítulo trataremos da produção, condicionamento, tratamento, filtração, regulação, distribuição, consumo e utilização. Assim como do trabalho anterior este também será resumido visando ocupar o menor tempo possível. Um posterior aprofundamento sobre as matérias poderá ser feito consultando minuciosamente os respectivos catálogos de produtos SMC.

3.0 - Pressão, Fluxo e Vazão

A relação mais importante na pneumática é a que existe entre **pressão e vazão**. Se não vejamos: não havendo circulação de ar de um ponto a outro do sistema a pressão será a mesma em todos os pontos, porém se houver circulação do ar de um ponto a outro a pressão no primeiro ponto será maior que no segundo ponto. À circulação chamaremos de **fluxo** e à quantidade de fluxo chamaremos de **vazão**. À diferença de pressão entre diferentes pontos chamaremos de pressão diferencial ou Δp (delta pi). Esta diferença depende de três fatores:

- A pressão inicial
- A vazão de ar circulante
- A resistência ao fluxo existente entre ambas os pontos

A resistência ao fluxo de ar é um conceito que não tem unidades próprias (como o Ohm na Eletricidade) e na pneumática inclusive se usa um conceito oposto, isto é, procura-se destacar a facilidade ou a aptidão que os componentes pneumáticos oferecem à passagem do ar comprimido. Este conceito se define, de acordo com os diversos países, como orifício equivalente “S”, fator Cv ou fator Kv. Em relação à Eletricidade digamos que neste caso nos referimos à **condutância** do circuito.

Estas relações são de certa maneira similares ao da eletricidade, onde uma diferença de potencial é igual à Resistência multiplicado pela Intensidade da corrente ($U=R \cdot I$). Este conceito transferido de alguma forma para a Pneumática seria como dizer: queda de pressão = vazão • área efetiva de passagem, só que, enquanto na Eletricidade as unidades e grandezas são diretamente proporcionais, esta relação para o ar comprimido é bastante mais complexa e nunca será proporcional. Razão disto é a compressibilidade do ar. Na eletricidade **a corrente de 1 ampère (1A)** provoca a queda de **1volt (1V)** sobre uma resistência de **1 Ohm (1 Ω)** isto seja de 100 para 99 volt como de 5 para 4 volt. Em contra partida, uma queda de pressão através do mesmo objeto e com a mesma vazão, pode variar com a variação da pressão inicial e com a variação da temperatura por causa da compressibilidade do ar.

Os orifícios de passagem das válvulas pneumáticas, assim como de outros componentes, são bastante complexos e variam de acordo com o desenho e projeto dos mesmos. Por isso é muito difícil medir ou mesmo definir a vazão a não ser por experimentação em laboratório e testes práticos, só depois é que pode ser atribuído um valor equivalente em Kv, Cv ou em “S”.

Por simples aproximação podemos definir que o Cv de 1 é = a 18 $\underline{\text{S}}$ mm². Isto é, um orifício equivalente de 18 mm² equívale a uma vazão de Cv1.

Para uma informação simplificada, pois trata-se de matéria complexa que foge ao escopo principal deste trabalho, apresentamos os principais métodos de cálculo nos diversos sistemas.

Coeficiente de vazão pelo fator K_v

O fator K_v define a vazão como sendo um volume de água, em m^3/h ou em litros/minutos, que passa por uma válvula, sendo a pressão de entrada de 6 bar e a de saída de 5 bar ($\Delta p = 1 \text{ bar}$) a 20°C . Grosso modo: $K_v = 0,8547 C_v$

Coeficiente de vazão pelo fator C_v

O fator C_v define a vazão em Galões Americanos (US-gallons = 3,7854 l) de água por minuto com um Δp de 1 PSI e a uma temperatura de 68°F (20°C). Grosso modo: $C_v = 1,17 K_v$.

Coeficiente de vazão pelo fator S

Outro método, mais simples, é do “orifício equivalente” ou área equivalente. Este método consiste em comparar uma determinada seção de passagem (placa de orifício, diafragma) com a passagem nominal do componente (válvulas, conexões, mangueiras etc..) e é dado em “ $S\text{mm}^2$ ”. Grosso modo podemos comparar um coeficiente de vazão $C_v 1 = S 18\text{mm}^2$, isto é, um orifício de 18 mm^2 equivale a uma vazão de $C_v 1$. Pelo diagrama abaixo podemos relevar a relação entre a pressão e a vazão equivalente através de um orifício de Seção de $1\text{mm}^2 = 54,44 \text{ NI/min}$.

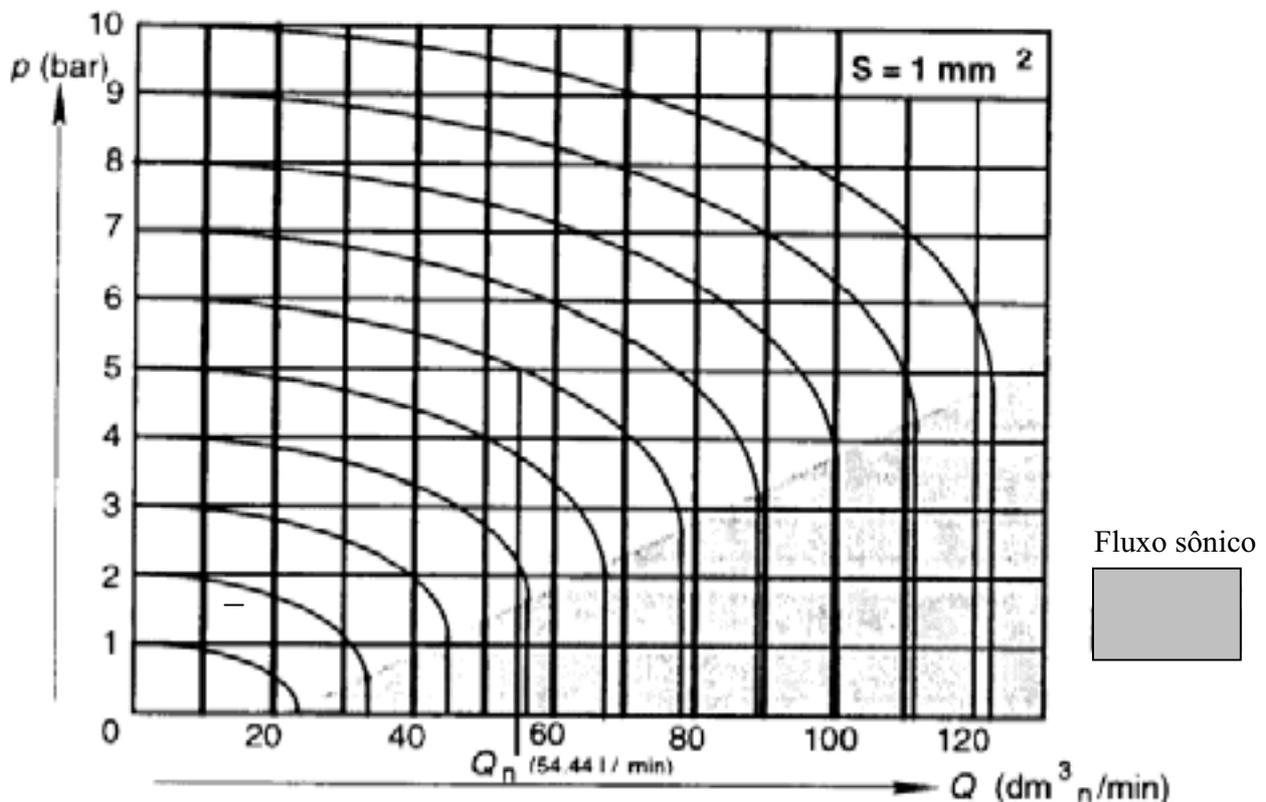


FIG. 3.1- O diagrama p/Q mostra a relação entre pressão e vazão para um orifício de área equivalente a S seção 1mm^2

O triângulo traçado no ângulo inferior direito demarca a zona de fluxo sônico, isto é, a velocidade do ar está próximo da velocidade do som (334 m/s), o que provoca uma queda de pressão na saída do componente que impossibilita a utilização prática . Para haver fluxo é necessário que haja um diferencial de pressão porém existe um limite. Na prática podemos estimar em torno de 2 bar. Caso a pressão de trabalho fosse de 6 bar deveríamos ter uma pressão primária de 8 bar, que já é um limite da chamada pressão econômica.

Utilização do diagrama

A escala de pressão do lado esquerdo indica ambas as pressões, de entrada e de saída. A primeira linha da esquerda representa fluxo zero, pois a pressão de entrada e de saída é a mesma. As varias curvas, para pressões de entrada de 1 a 10 bar, indicam como a pressão decresce (diminui) a medida que o fluxo (vazão) aumenta.

Exemplo 1: Pressão de entrada de 6 bar, queda de pressão 1 bar = pressão de saída 5 bar. Acompanhamos a linha “6” até o cruzamento com a linha horizontal “5”. Deste ponto descemos verticalmente até a linha base que representa a escala de vazão onde encontramos um valor de aprox. 55 l/min. O valor descrito de 54,44 l/min. foi obtido do cálculo relatado abaixo. Os valores definem uma vazão nominal Q_n e pode ser comparado rapidamente aos valores muitas vezes encontrados em catálogos. Se 54,44 NI/min é a vazão através de um orifício de 1mm² (não confundir com 1mm de diâmetro) e uma válvula apresentar um orifício equivalente de 4,5 mm² a respectiva vazão será de: $54,44 \cdot 4,5 = 245 \text{ NI/min.}$

Exemplo 2: Um dado componente com um “S” de 12mm² trabalha a uma pressão de 7 bar e o consumo do sistema é de 600 NI/min. Qual é a pressão de saída resultante? – Uma vazão de 600 NI/min através de um “S” de 12mm² corresponde a uma vazão de $600 \div 12 = 50 \text{ NI/min}$ de um “S” de 1mm² . Podemos fazer a conversão usando o diagrama, seguimos a curva “7” até o cruzamento com a linha vertical correspondente a 50 NI/min e neste ponto encontramos um valor de ~ 6,3 bar, teremos então um Δp de 0,7 bar bastante compatível em uso prático.

O limiar da zona de fluxo sônico ou subsônico pode ser facilmente definido quando a relação de pressão entre entrada e saída for maior ou menor que **1.896**:

$$\text{Fluxo sônico} = p_1 + 1.013 \leq 1.896 \cdot (p_2 + 1.013)$$

$$\text{Fluxo subsônico} = p_1 + 1.013 > 1.896 \cdot (p_2 + 1.013)$$

O volume Q para um fluxo subsônico equívale:

$$Q = 22,2 \cdot S \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot (p_1 - p_2)} \text{ (l/min)}$$

E para um fluxo sônico:

$$Q = 11,1 \cdot S \cdot (p_1 + 1.013) \text{ (l/min)}$$

Observar que em sistemas pneumáticos nunca se deve utilizar vazão sônica, pois para uma pressão de alimentação de 6 bar teríamos **apenas** 2,7 bar na saída de utilização. Alguma concessão pode ser feita quando da utilização de geradores de vácuo.

A tabela abaixo resume os valores comparativos das diversas unidades utilizadas para a definição da vazão:

Unidades	S = mm ²	kv = dm ³ /min	Kv = m ³ /h	Cv = US Gal/min	Cv f = Imp.Gal/min
S	1	0,794	0,048	0,055	0,046
kv	1,259	1	0,06	0,07	0,058
Kv	20,979	16,667	1	1,166	1,035
Cv	18	14,3	0,858	1	0,829
f	21,7	17,243	0,967	1,206	1

Fig. 3.2

Nos catálogos de produtos podem ser encontradas fórmulas de cálculos para outras variáveis.

4.0 - Qualidade do ar

Como já mencionado em capítulos anteriores a qualidade do ar comprimido deve merecer sempre o máximo de atenção e cuidado e é necessário sempre insistir com o cliente que as despesas com os componentes que proporcionam obter um ar comprimido limpo e seco serão amplamente recompensadas com um menor desgaste dos equipamentos pneumáticos e principalmente com a dramática diminuição das paradas do sistema. Estudos práticos demonstram que 70% das paradas são provocadas pela má qualidade e o excesso de umidade do ar comprimido.

Filtros de entrada ou de admissão

A qualidade do ar começa na filtragem do ar de admissão do compressor. A atmosfera típica dos grandes centros urbanos pode conter até 40 milhões de partículas sólidas por m³, como poeira, poluição e sujeira em geral. Se este ar for comprimido para 7 bar a concentração pode chegar a 320 milhões de partículas/m³. Por isto é muito importante uma filtragem anterior que evita a entrada de partículas abrasivas que danificam as partes internas e móveis do compressor e elementos posteriores. Estes filtros não devem ter uma malha muito pequena pois podem prejudicar a aspiração do compressor, uma malha acima de 40 micra é suficiente e pode ser colocado antes do silenciador, se tiver, evitando assim possíveis pulsações.

Desidratação do ar comprimido

Resfriadores posteriores (aftercooler)

Ao final da compressão o ar está quente e ao esfriar, o vapor de água nele contido se condensa em quantidade considerável e se deposita ao longo da tubulação, o que se deve evitar pois ele atingirá todo o sistema. A maneira mais efetiva e eficaz de eliminar esta água é resfriar o ar logo

após o compressor. Os resfriadores posteriores são trocadores de calor cujo meio de troca pode ser ar ventilado ou água gelada.

Refrigeração por ar

Consiste de uma serie de tubos, por onde o ar passa, com aletas externas através das quais se faz passar ar frio e forçado por ventilador (também conhecido como radiador). Veja Fig.4.8

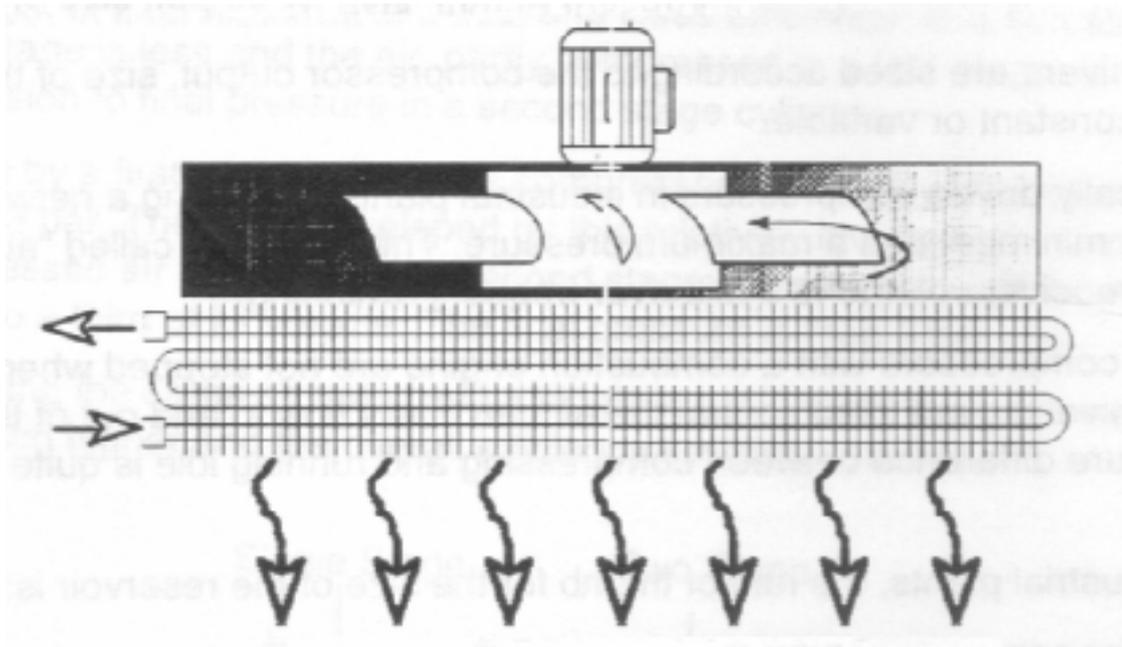


Fig. 4.8 – Princípio de um pos-resfriador por ar

A temperatura de saída do ar deverá ser de aproximadamente 15°C acima da temperatura do ar de refrigeração. Veja no catálogo a serie HAA7, 15, 22 e 37. (4.1-1 ~3)

Refrigeração por água

Consiste de um tubulão metálico que aloja em seu interior uma outra tubulação aletada que conduz o ar comprimido ainda quente. O tubulão tem uma conexão de entrada e outra de saída por onde é conduzida a água gelada. Os fluxos de ar e a água são inversos, isto é, o ar entra pelo lado contrário de onde entra a água que ao passar por labirintos vai trocando calor com o ar quente. É bom lembrar que o calor **passa sempre** do corpo quente para o frio, portanto será o ar que cederá calor para a água. Este processo nos assegura que a temperatura do ar na saída será de aproximadamente 10°C acima da temperatura da água gelada.

Um dreno automático acoplado ou incorporado se encarrega de eliminar o condensado acumulado. Os pos-resfriadores poderão ser equipados com uma válvula de segurança, um manômetro e se recomenda incluir um termômetro para o ar de saída e outro para a água de entrada, ou mesmo termômetro diferencial. Veja no catálogo a serie HAW 2, 7, 22, 37, 55, 75 e 110. (4.1 -5 ~7).

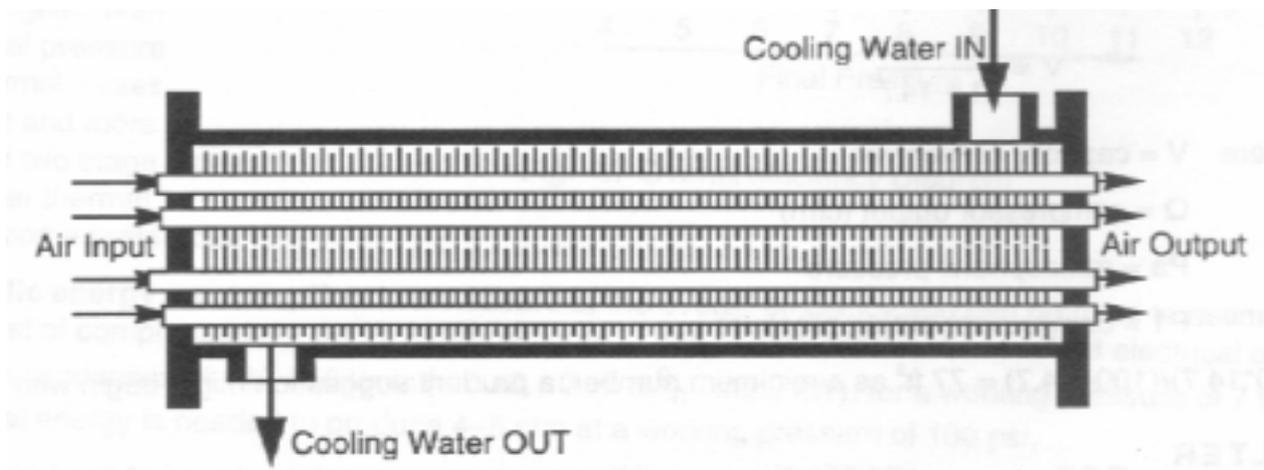


Fig. 4.9 – Princípio de um pós-resfriador por água gelada

Secadores de ar

Os pós-resfriadores (aftercooler) reduzem a temperatura do ar até uns 10 ou 15°C acima da temperatura do meio refrigerante. O controle e comando dos sistemas pneumáticos se realizam na maioria das vezes em torno dos 20°C de temperatura ambiente. Isto poderia sugerir que não haveria mais problema com o condensado e que a umidade restante seria devolvida para a atmosfera através da exaustão das válvulas, mas não é bem isto que acontece na prática. Não é raro que durante a noite a temperatura de saída do ar dos trocadores de calor esteja mais alta do que a temperatura ambiente, principalmente nos reservatórios e nas tubulações. Esta situação provoca uma nova precipitação de água condensada. A medida a ser adotada é a redução do ponto de orvalho, o qual se define como a temperatura da qual o ar está completamente saturado de umidade, isto é, a 100% de umidade relativa. Quanto mais baixo for o ponto de orvalho menor será a umidade restante no ar comprimido.

Existem três tipos principais de secadores que operam por processos de **absorção, adsorção e refrigeração.**

Secagem por absorção (deliqüescente ou coalescente)

Este é um processo químico no qual o ar é forçado através de materiais absorventes, contidos num reservatório, que capturam as moléculas de vapor de água. Estes materiais higroscópicos, como gesso desidratado, cloreto de cálcio, cloreto de lítio, cloreto de magnésio etc., retém a água e se mistura com ela formando uma solução a qual deverá ser drenada periodicamente pelo fundo do reservatório. Como este material se desgasta com o tempo é necessária uma reposição freqüente. O ponto de orvalho máx. que pode ser atingido por este processo está em torno de 5°C e a temperatura do ar de entrada não deve ultrapassar os 30°C. Por ser pouco eficiente e de manutenção trabalhosa, além de apresentar concentração de partículas sólidas corrosivas na saída este tipo de secador caiu em desuso.

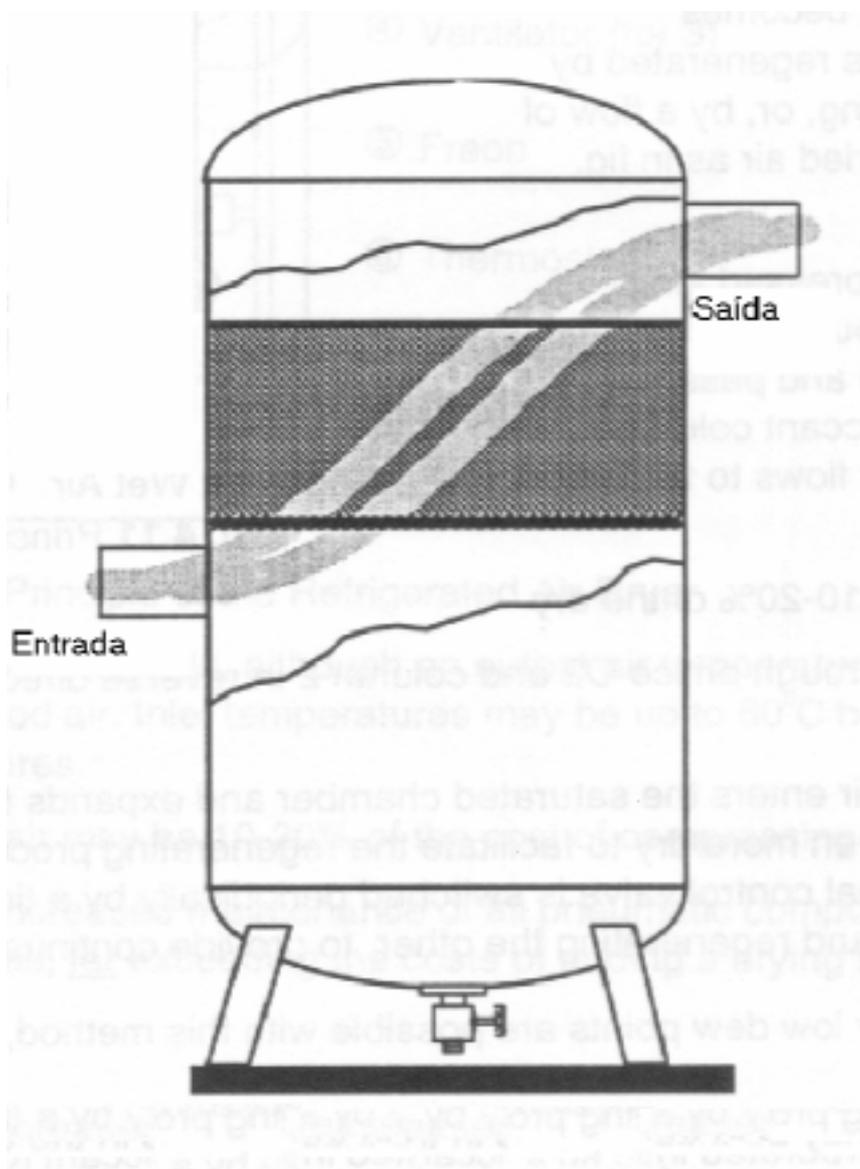


Fig. 4.10 – Princípio de um secador por absorção

Secagem por adsorção (dessecante)

Trata-se de um processo físico que consiste em forçar a passagem do ar comprimido úmido através de um produto adsorvente o qual permite que as moléculas de água se depositam por aderência em sua superfície sem no entanto se misturar com elas.

Dentro de reservatórios cilíndricos dispostos verticalmente coloca-se material adsorvente como sílica gel ou alumina ativada, materiais estes porosos e granulados, que quando saturados podem ser regenerados fazendo-se circular ar quente em sentido contrario ao do processo de secagem.

Normalmente usa-se parte do próprio ar que acabou de ser tratado. Consiste de dois cilindros interligados que trabalham alternadamente, isto é, em quanto um cilindro esta secando o ar comprimido o outro esta em fase de regeneração. Uma válvula direcional de 4/2 ou 5/2 vias direciona o ar úmido para um dos cilindros, a fim que seja secado, enquanto de 10 a 20% do ar seco na saída é desviado por outra passagem restringida em sentido contrário a fim de regenerar o produto dessecante. Um temporizador ou um sensor de umidade se encarregam de comandar a válvula direcional para que esta alterne o ciclo de secagem/regeneração.

A eficiência deste processo é muito superior ao anteriormente descrito, o ponto de orvalho pode chegar a -40°C e em alguns casos a -50°C . Veja catálogo 4, pag. 4.3-30,31 e 32 , serie ID20, 30, 40 e 60. Um indicador de cor pode ser incorporado para indicar o grau de saturação.

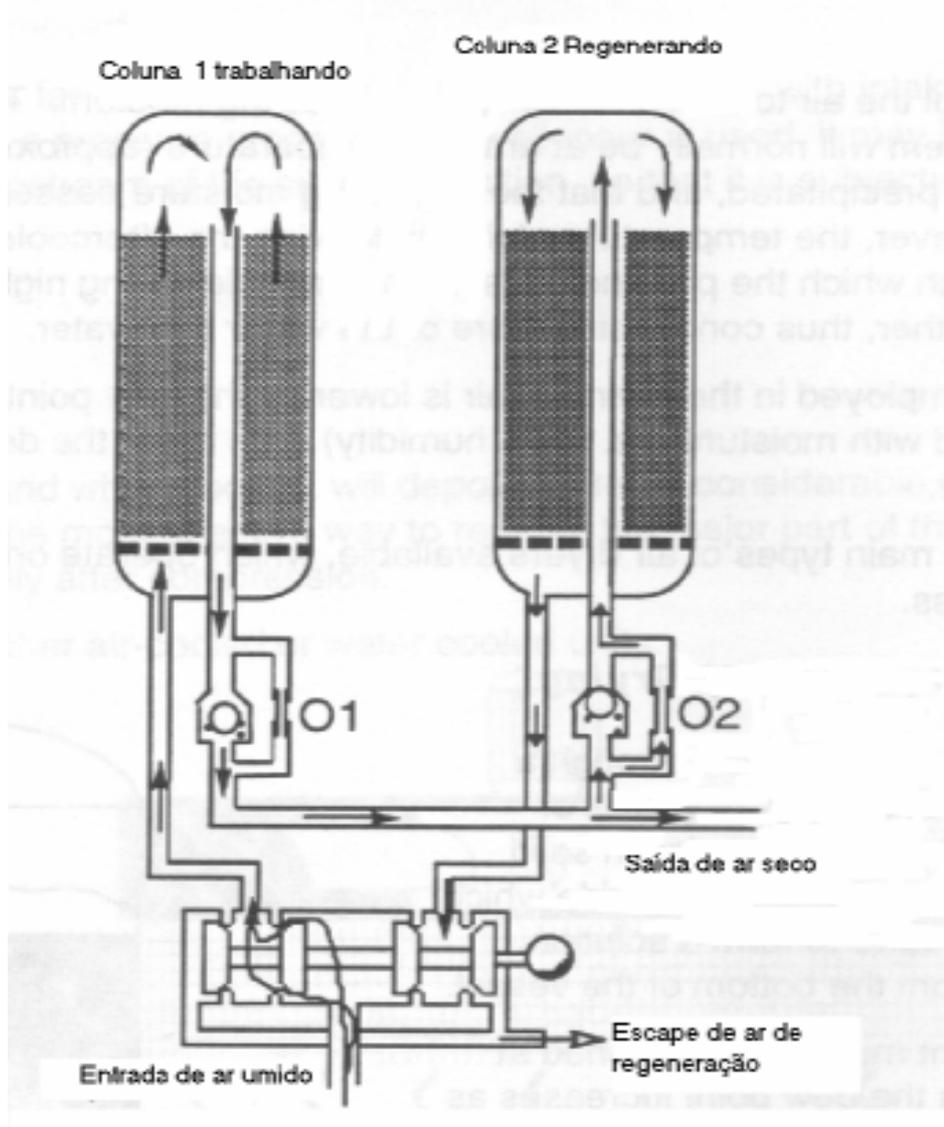


Fig. 4.11 – Princípio de um secador por adsorção

Uma micro filtragem é **essencial** para evitar que partículas sólidas do produto secante, muito abrasivo, alcancem o resto da instalação.

O custo inicial da instalação e operação é mais alto mas a simplicidade da manutenção e sua eficiência torna o custo final bem mais vantajoso.

Secagem por refrigeração

Consiste de uma unidade mecânica que incorpora um circuito de refrigeração com dois trocadores de calor. O ar úmido e a uma temperatura mais elevada é pré resfriado no primeiro trocador transferindo parte do seu calor ao ar frio de saída. Então no segundo trocador o ar entra em contato com as serpentinas do refrigerador, por onde circula o gás *Freon* (R12 ou R22) em processo de expansão (refrigeração = extração de calor).

Nesta etapa acontece uma drástica queda de temperatura onde acontece uma condensação da umidade e das partículas de óleo que são automaticamente drenadas. Em seguida, o ar frio e seco se dirige para a saída passando pelo primeiro trocador de calor, onde ele recebe calor do ar de entrada, desta forma, ao aquecer-se aumenta seu volume, e baixando a umidade relativa evita a formação de orvalho na tubulação de saída para o resto da instalação.

Mediante métodos modernos é normal atingir temperaturas do ar de saída em torno de 2°C embora temperaturas de 5°C é suficiente para a maioria das aplicações da Pneumática. A temperatura do ar de entrada pode ser de até 60°C porém é mais econômico se houver um pré resfriamento do ar de entrada para algo em torno de 25~35°C.

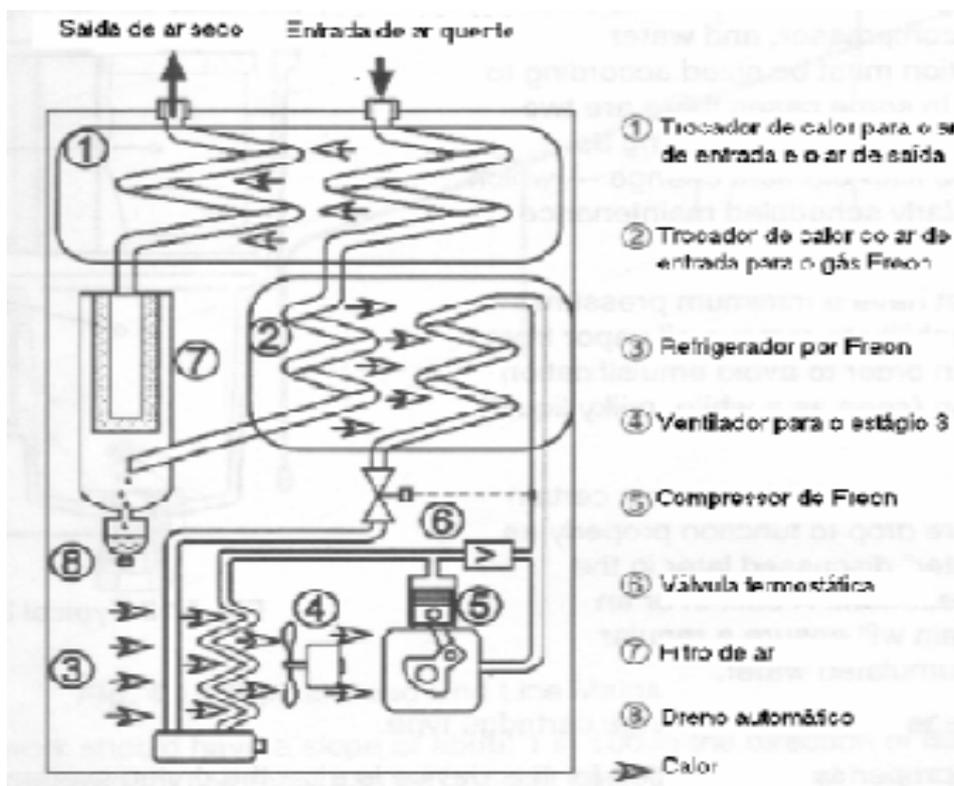


Fig. 4.12 – Princípio do secador de ar por refrigeração

Como regra geral o custo de secagem do ar comprimido representa de 10~20% do custo total da geração de ar comprimido. Em compensação a não instalação de um bom sistema de tratamento do ar comprimido compromete o bom funcionamento do sistema como um todo, aumentando os custos de manutenção que somados às possíveis e freqüentes paradas da produção de longe superam os custos iniciais de um bom sistema de tratamento do ar comprimido.

Filtro da linha principal

É aconselhável a colocação de um filtro de grande capacidade e baixa perda de carga (Δp mínimo) logo após o reservatório a fim de retirar os resíduos de óleo proveniente do compressor e uma parcela de umidade do ar para evitar uma possível emulsão destes dois elementos (água leitosa que se forma na tubulação). Estes filtros não possuem defletor interno para a separação da água como os filtros standard descritos a seguir. O ideal seria a instalação de dois filtros em paralelo com um by-pass que permita a troca de cartucho de uma unidade enquanto a outra está em serviço e sem a interrupção do fornecimento de ar comprimido. Estes filtros normalmente possuem um sistema de troca rápida do cartucho filtrante.

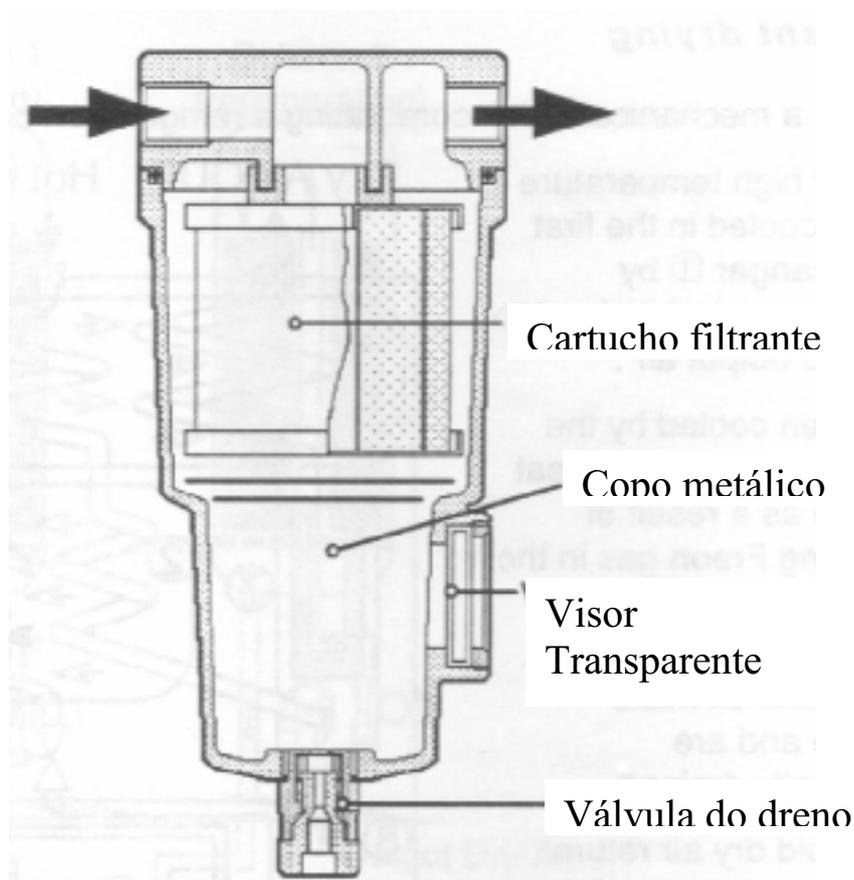


Fig. 4.13 – Representação de um típico filtro de linha

Distribuição do ar comprimido

Linha principal

A distribuição da energia pneumática é uma das mais simples e baratas, porém deve-se obedecer algumas regras básicas. A tubulação principal deve ser sempre superdimensionada a fim de poder conduzir o ar comprimido com a menor perda de carga possível, armazenar uma maior quantidade de ar servindo como um outro reservatório, permitindo um trabalho mais efetivo do compressor diminuindo o liga—desliga deste e principalmente poder atender a demanda futura de uma imprevista ampliação do sistema e conseqüente aumento de consumo de ar comprimido.

Deve-se instalar no alto e afastado da parede para permitir uma possível intervenção do pessoal da manutenção, obedecer uma inclinação em declive no sentido do fluxo do ar, de $\pm 1\%$.

Em instalações de médio ou grande porte deve-se providenciar registros de isolamento para poder fazer manutenção parcial na tubulação sem a necessidade de interromper o fornecimento geral de ar.

A instalação principal pode ser executada em malha aberta ou fechada (em anel fechado), veja Fig. 4.14 e Fig.4.15. Ambas apresentam vantagens e desvantagens não existindo impecilhos importantes para a adoção de um modelo ou outro.

Se o modelo em anel fechado oferece a vantagem de um fornecimento de ar comprimido mais imediato e uniforme, ele tem a desvantagem de não apresentar um sentido regular para o escoamento do condensado, que tende a fluir na direção da maior demanda de ar comprimido, exigindo assim um maior cuidado no projeto do lay-out da tubulação.

A malha aberta, se o tamanho da tubulação estiver no limite, pode apresentar deficiência de fornecimento de ar nas extremidades, mas facilitam a coleta de condensado.

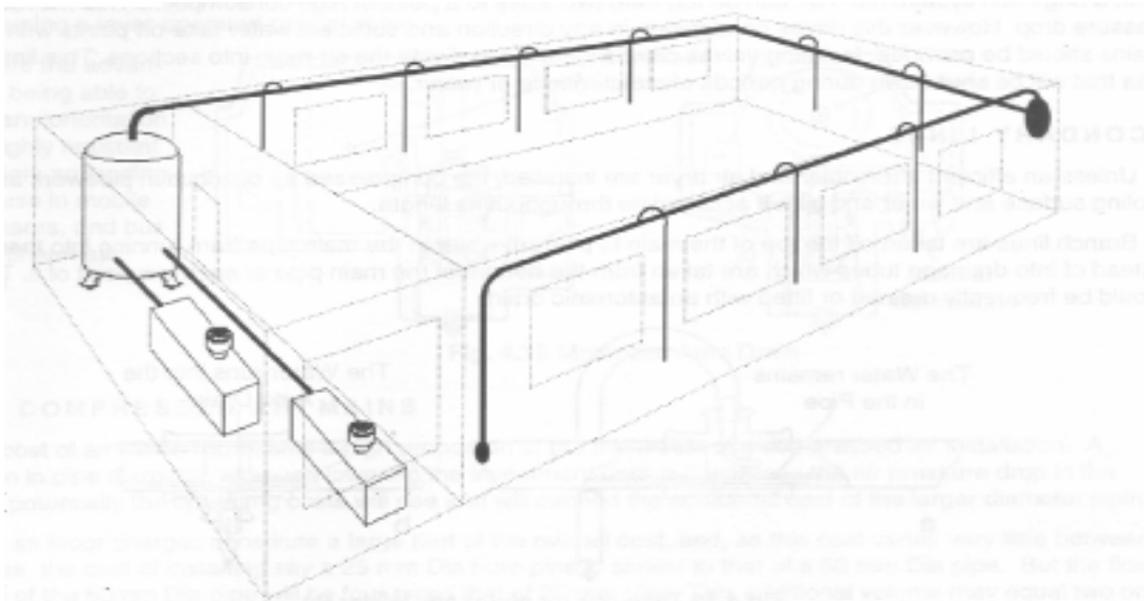


Fig. 4.14 – Representação esquemática de uma instalação em malha aberta

Lembrar sempre que a tubulação da rede de ar comprimido é uma tremenda fonte de contaminação do ar, partículas sólidas que se desprendem do interior dos tubos, oxidação (ferrugem), cavacos das roscas e outras impurezas tem um efeito desastroso sobre os modernos e precisos equipamentos pneumáticos atuais (guias lineares, garras, válvulas de selo metálico), portanto nunca dispensar um bom filtro e conscientizar os clientes da importância destes detalhes.

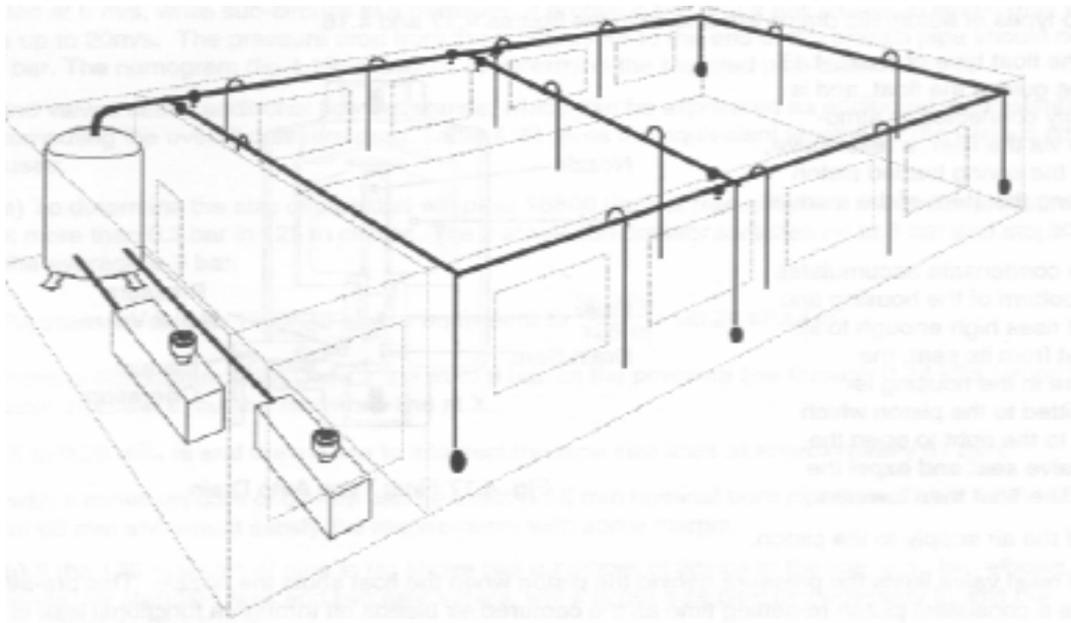


Fig. 4.15 – Representação esquemática de uma instalação em anel fechado

Linha secundaria

A menos que tenha se instalado eficientes sistemas de secagem, ao entrar em contato com a superfície mais fria da tubulação boa parte da água e do óleo vindo do compressor se separa por condensação.

Por isso as tomadas (conexões) de ar para o consumo devem ser feitas pela parte superior da tubulação principal impedindo que o eventual condensado existente possa atingir os dispositivos nele conectado e, utilizando-se de curvas suaves para evitar perda de carga por turbulência.

A bitola do tubo de descida deve ser uma medida acima da inicialmente calculada, isto é, se no cálculo inicial um tubo de 1/2" seria suficiente colocar um tubo de 3/4".

Um dreno manual ou automático no ponto mais baixo de cada tubo é aconselhável. Este seria colocado na extremidade de um conexão em "T", sendo que a saída a 90°C seria utilizada para a conexão do conjunto de conservação (FRL).

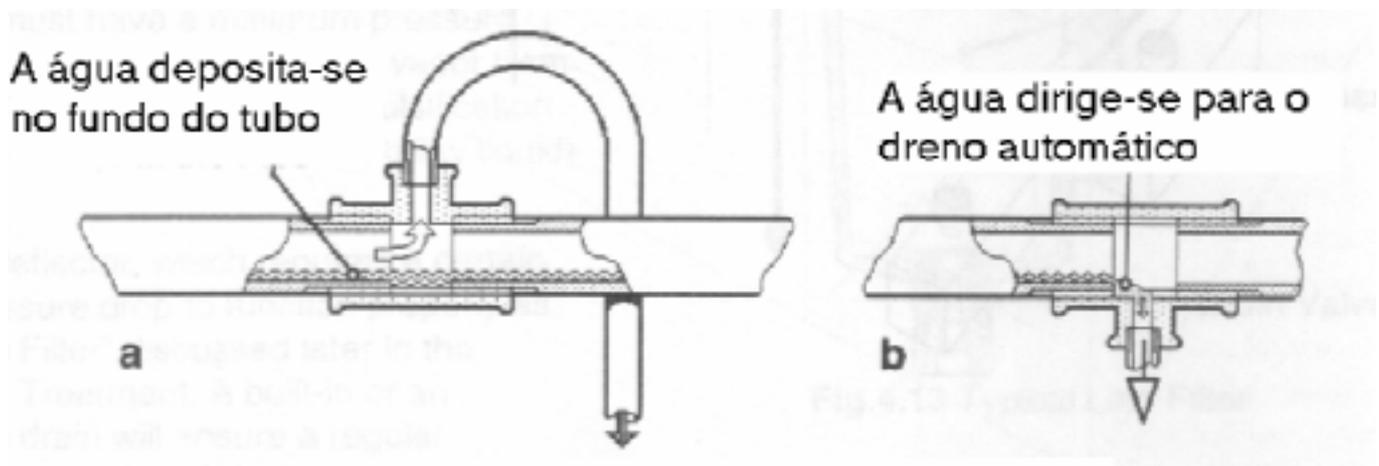


Fig. 4.16 – Tomadas de ar (a) e água condensada (b)

Drenagem

Por mais cuidadosa que seja a preparação e a secagem anterior uma pequena quantidade de água condensada sempre se formará ao longo da tubulação. Por intermédio de armadilhas (potes de expansão) e tubulação apropriada é possível retirar a quase totalidade desta água. Nos pontos de maior concentração e em pontos onde esta água se deposita recomenda-se a instalação de drenos.

Drenagem automática

Nas partes mais baixas da tubulação principal providenciar uma tomada para o dreno, esta conectada pela parte inferior da tubulação principal facilitando assim o escoamento do condensado através do tubo de descida de bitola semelhante à tubulação de consumo. Na extremidade inferior deste tubo instalar preferencialmente um dreno automático, canalizando através de uma mangueira, a saída do dreno até a galeria pluvial mais próxima.

Os drenos podem ser manuais, seu funcionamento depende da atuação manual, ou automáticos. Estes podem ser de características construtivas diversas mas em geral se utilizam do nível interno do condensado acumulado e de um flutuador (bóia) para atuarem, descarregando automaticamente a água assim que esta atingir uma determinada quantidade (nível) dentro do copo. Assim que a água se esgotar o dreno fecha-se automaticamente. Veja modelos AD, ADH e ADM. Os drenos também são conhecidos como purgadores. Veja Fig. 4.17

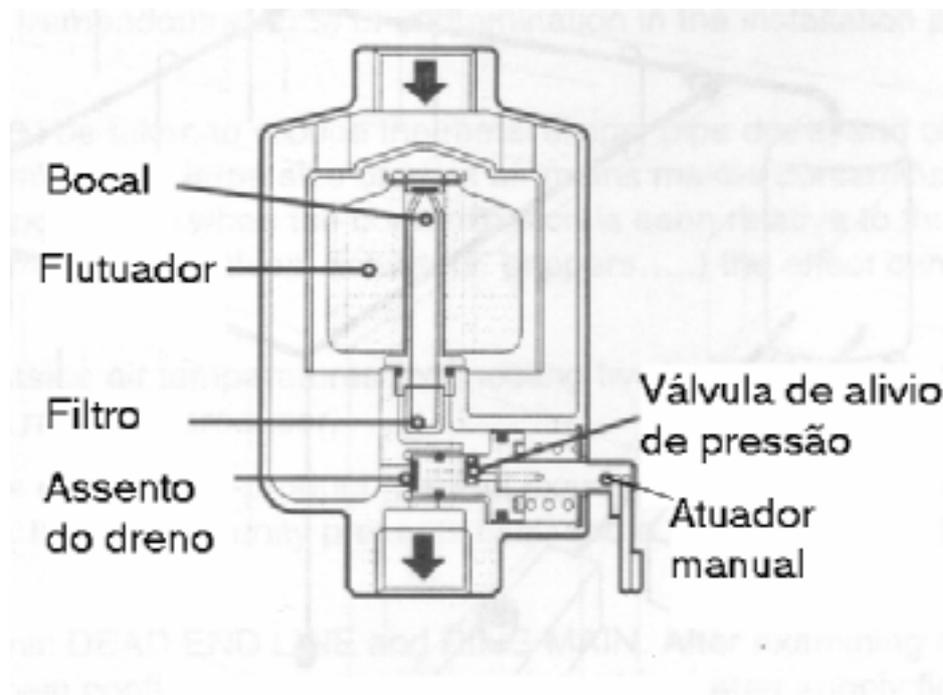


Fig. 4.17 – Dreno automático com flutuador (bóia)

Existem drenos automáticos motorizados (ADM200) que funcionam pelo princípio de um came no eixo de um motor síncrono acionando o pino de uma válvula de assento que elimina o condensado. Muito utilizado em unidades móveis (caminhões, ônibus, compressores portáteis) por serem resistentes à vibrações e permitir montagem em qualquer posição. Veja Fig. 4.18

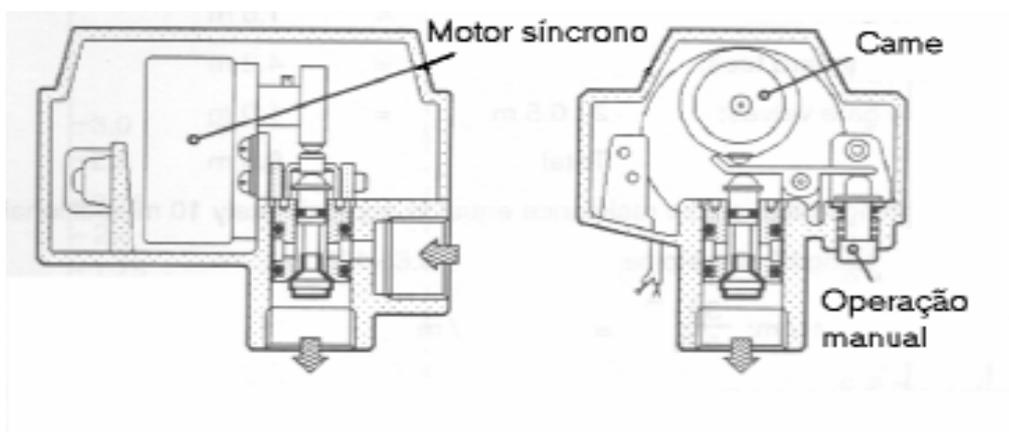


Fig. 4.18 – Dreno automático motorizado, com came de acionamento

Dimensionamento da tubulação principal

O custo de instalação de uma tubulação de ar comprimido representa uma parcela significativa na fase inicial de um projeto. Portanto o seu dimensionamento inicial deve levar em conta dois fatores importantes. O primeiro refere-se a menor perda de carga possível entre a estação produtora e os consumidores finais. A queda de pressão ideal estaria em 0,1 a 0,2 bar. A segunda deve levar em conta ampliações futuras e aumento de consumo de ar comprimido. Uma redução inicial na bitola da tubulação, embora possa baixar os custos, acarreta uma queda de pressão que prejudica o rendimento dos equipamentos provocando perdas que podem superar a economia feita inicialmente. Inútil mencionar os prejuízos causados se a instalação precisar ser refeita a fim de aumentar o diâmetro dos tubos da rede principal. O custo de uma tubulação com diâmetro interno de 25mm não é muito diferente de um com diâmetro interno de 50mm, sendo o custo da mão de obra o fator mais significativo, porém o aumento da vazão é quatro vezes maior. Com uma tubulação super dimensionada aumenta a armazenagem de ar, melhora sensivelmente a troca de calor (maior superfície radiante) que ajuda na separação do condensado e melhorando a qualidade do ar.

O tamanho da tubulação principal e suas derivações se calcula levando em conta as limitações de velocidade do ar recomendadas que é de aproximadamente 6m/s, embora em sub- circuitos a uma pressão de 6 bar e de pouca extensão o ar pode chegar a 20m/s.

Para uma queda de pressão de no max. 0,3 bar entre o compressor e os dispositivos podemos calcular de forma simplificada utilizando o nomôgrama Fig.4.19.

Curvas, cotovelos, derivações em “T” ou em “Y”, válvulas, registros e outras conexões causam perdas de carga por obstrução e atrito que precisa ser levado em conta. Uma forma de calcular é transformar estas perdas em “comprimento equivalente”, isto é, como se fossem metros lineares de tubos retos. Os valores muitas vezes são fornecidos em catálogo pelos fabricantes. A tabela Fig. nos dá uma idéia simplificada destes valores de componentes mais utilizados.

Exemplo (a): Para determinar o tamanho da tubulação para uma vazão de 16.800 Nl/min de ar e uma queda de pressão máxima de 0,3 bar (30 kPa) em um comprimento de 125m, sendo que o compressor desliga ao alcançar uma pressão de 10 bar e religa a uma pressão de 8 bar, tendo então uma pressão média de 9 bar.

Uma queda de pressão de 30 kPa em 125 metros resulta em uma perda de carga equivalente de:

$$30 \text{ kPa} : 125\text{m} = 0,24 \text{ kPa/m}$$

Utilizando o nomôgrama Fig.4.19 traçamos uma linha partindo de 9 bar da linha vertical referente à pressão passando pelo valor de 0,24 kPa/m na segunda linha vertical referente à perda de carga equivalente até alcançar a linha central de referência (ponto X).

Traçar outra linha unindo o ponto X ao ponto de intersecção de 0,28 Nm³/s (16.800 Nl/min) e prolongar a linha até alcançar a ultima linha da direita referente ao diâmetro interno da tubulação. O valor encontrado neste caso é de aproximadamente de 61 mm e no mercado podemos encontrar tubos metálicos com diâmetro interno de 65mm (2 1/2 “) que satisfazem com certa margem nosso projeto.

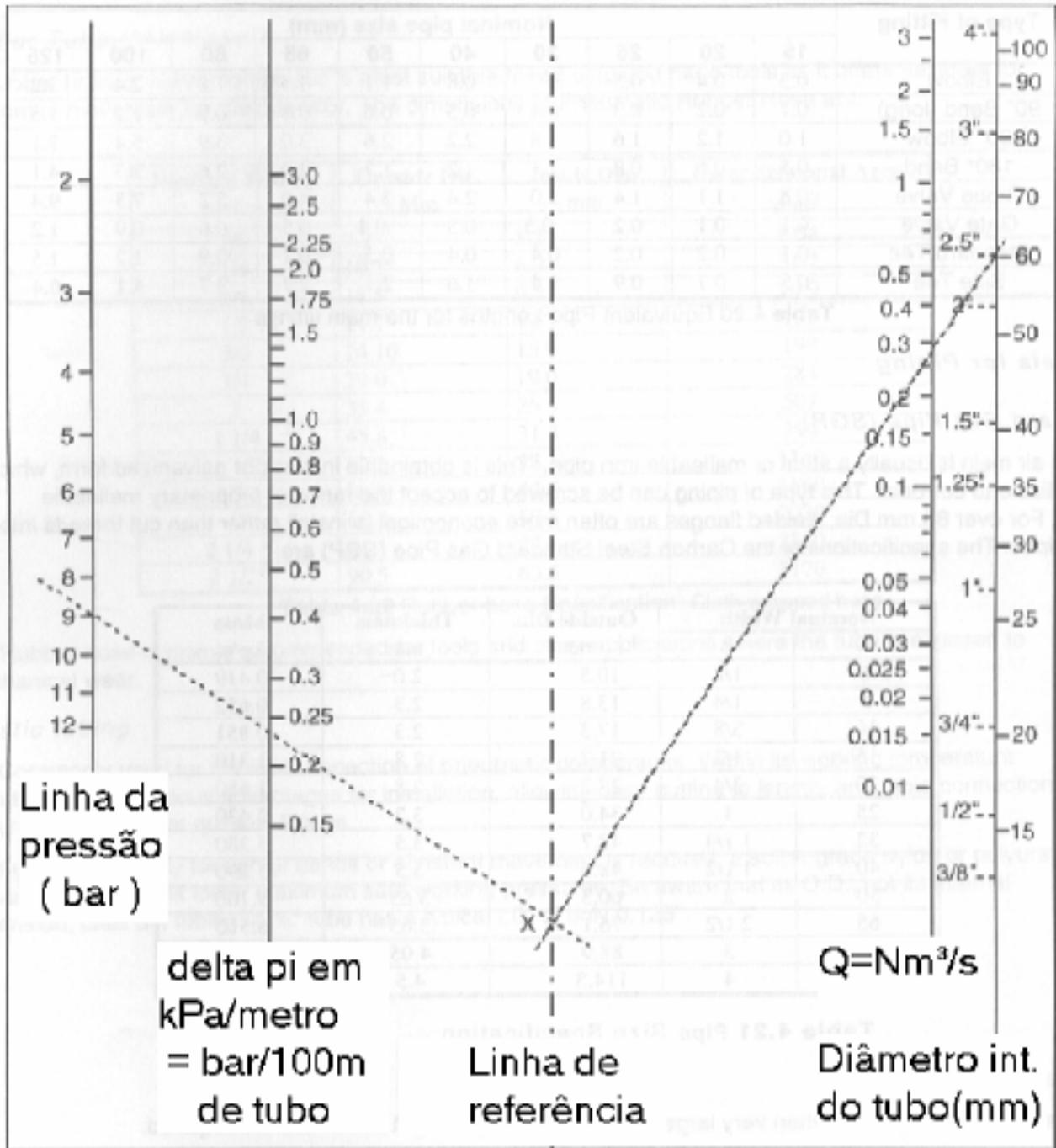


Fig.4.19 – Nomôgrama para o dimensionamento do diâmetro da tubulação

Exemplo (b): Se a mesma tubulação de 125m de comprimento tiver uma serie de acessórios como 2 cotovelos, 2 curvas longas de 90°, 6 conexões em “T” e 2 registros de gaveta seria necessário aumentar o diâmetro do tubo?

Tipo	Tamanho nominal do tubo em mm									
	15	20	25	30	40	50	65	80	100	125
Cotovelo	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1,1	1,4	1,8	2,4	3,2
Curva longa a 90°	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5
Cotovelo a 90°	1,0	1,2	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0	3,9	5,4	7,1
Curva a 180°	0,5	0,6	0,8	1,1	1,2	1,7	2,0	2,6	3,7	4,1
Válvula tipo globo	0,8	1,1	1,4	2,0	2,4	3,4	4,0	5,2	7,3	9,4
Válvula gaveta	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2
T standard	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9	1,2	1,5
T lateral	0,5	0,7	0,9	1,4	1,6	2,1	2,7	3,7	4,1	6,4

Fig. 4.20 – Tabela simplificada para o cálculo do comprimento eqüivalente

Pela tabela Fig. 4.20 - na coluna referente a **65mm** nos encontramos os valores referentes ao comprimento eqüivalente dos diversos componentes existentes na tubulação.

Portanto, obtidos os valores procede-se à soma e encontra-se o total de metros do comprimento eqüivalente que somados ao comprimento da tubulação obtém-se o comprimento total.

Dois cotovelos:	2 • 1,4 m	= 2,8 m
Duas curvas de 90°:	2 • 0,8 m	= 1,6 m
Seis “T” padrão:	6 • 0,7 m	= 4,2 m
Dois registros de gaveta:	2 • 0,5 m	= <u>1,0 m</u>
Total		9,6 m

Os doze componentes geram uma “**resistência**” ao fluxo de ar eqüivalente a aprox. 10 metros lineares de um tubo da mesma bitola.

Neste caso o “comprimento efetivo” da tubulação seria de 125m + 10m = 135m com um Δp de 30 kPa : 135 m = 0,22 kPa/m .

Utilizando novamente o nomôgrama Fig.4.19 encontramos um diâmetro interno de 65mm o que ainda atende satisfatoriamente nosso projeto, uma vez que o diâmetro interno real desta bitola é de 68mm.

Para a maioria das instalações usa-se tubos galvanizados ou os chamados tubos pretos de aço 1020~1030. Para bitolas até 75mm (3”) pode-se usar acessórios rosqueados acima disto recomenda-se flanges e conexões soldadas.

Nota: ao determinar os tamanhos dos tubos da rede principal levar sempre em consideração expansões futuras e aumentos de demanda de ar comprimido.

5.0 - Tratamento do ar comprimido

Mesmo com todos os cuidados tomados na fase de produção e distribuição o ar comprimido necessita ser tratado novamente próximo ao ponto de utilização.

Este tratamento é realizado em três fases distintas. Uma filtração final, a estabilização e regulação da pressão de trabalho e uma eventual lubrificação.

Filtração

Filtro padrão (standard)

O filtro padrão consiste de uma combinação de um separador de água e de um filtro de impurezas. Se o ar não foi desidratado anteriormente uma quantidade considerável de água será coletada e o filtro reterá impurezas sólidas como partículas de pó, de óxido e de escaras.

A separação da água ocorre principalmente por uma rotação rápida do ar provocada pelo defletor na entrada. As partículas mais pesadas de água, óleo e impurezas são expulsas pela força centrífuga, por impacto aderem na parede do copo e deslizam para o fundo onde se acumulam, podendo ser retirado por um dreno manual ou automático. Uma placa separadora cria uma zona de calma abaixo dela evitando que o torvelinho (vórtice) de ar arraste o líquido para a saída.

O elemento filtrante retém as partículas mais finas de pó, de escaras, de óxido e de óleo carbonizado quando o ar flui para a saída do filtro. O elemento filtrante padrão(AF) retém todos os contaminantes de até 5 micra, ele pode ser facilmente retirado, lavado e reutilizado varias vezes antes de ser substituído por estar provocando uma excessiva perda de carga. Se o condensado apresentar uma cor turva e leitosa é sinal de excesso de óleo e contaminantes o que encurta sensivelmente a vida útil do elemento filtrante. No caso de excesso de condensado recomenda-se o uso de um dreno automático.

O copo normalmente é feito em policarbonato (PC), em ambiente onde o filtro está exposto ao calor, faíscas ou quimicamente agressivos é recomendável o uso de materiais especiais. Como proteção a choques mecânicos utilizar uma proteção metálica.

O policarbonato tolera derivados de petróleo para sua limpeza, entretanto evitar a gasolina devido a presença de álcool anidro (24% do volume) que provoca rachaduras e possível explosão do copo de policarbonato.

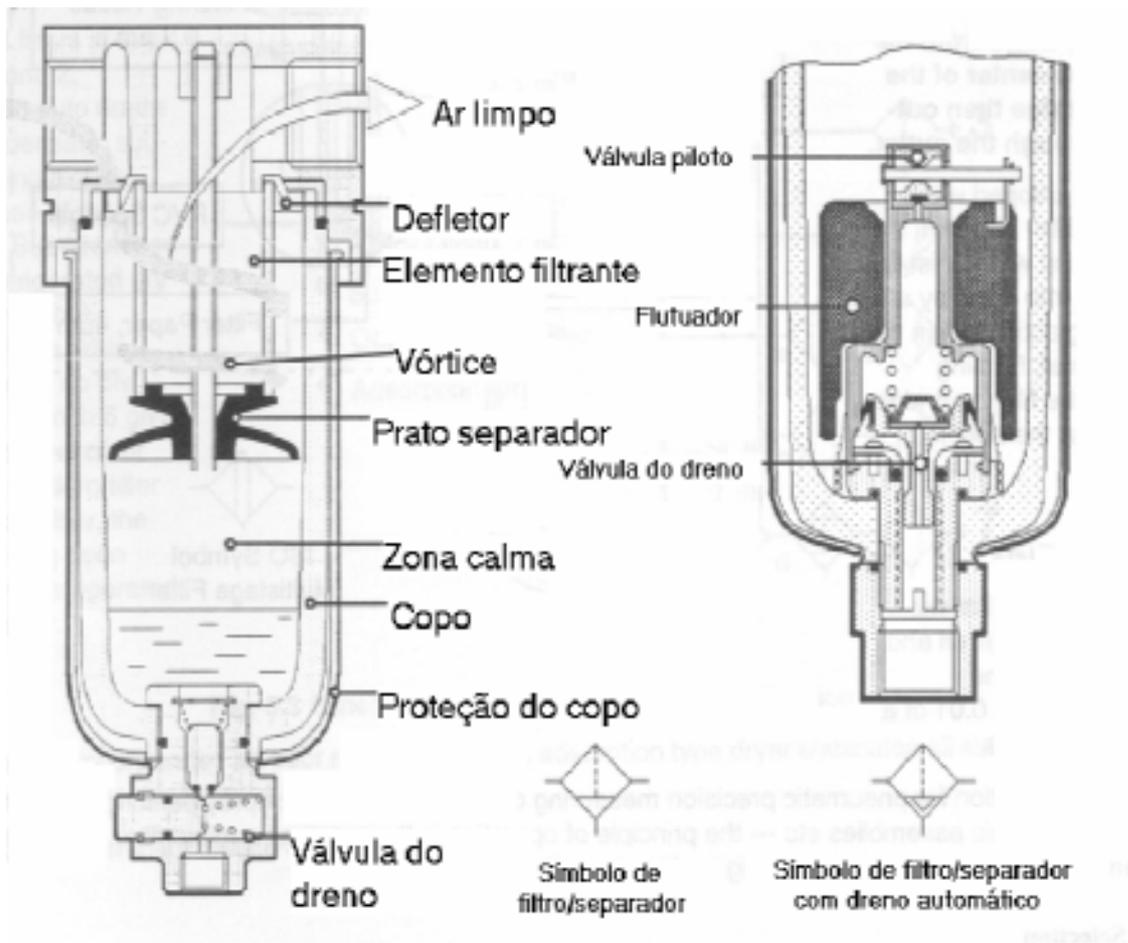


Fig.5.1 – Filtro de ar padrão com separador de água com dreno automático opcional

Micro filtros

Quando o processo não admite contaminação por vapores de óleo deve-se usar filtros micrônicos, (AFM ou AFD), estes por serem filtros puros não possuem o defletor interno.

O ar flui da entrada para o centro do cartucho e através deste para o lado externo e em seguida para a conexão de saída.

As partículas sólidas ficam retidas na malha fina das diversas camadas dos elementos filtrantes enquanto que os vapores de óleo e a névoa de água ficam retidas nas outras camadas e se aglutinam, por ação coalescente, dentro do material filtrante escorrendo por gravidade para a parte inferior do copo.

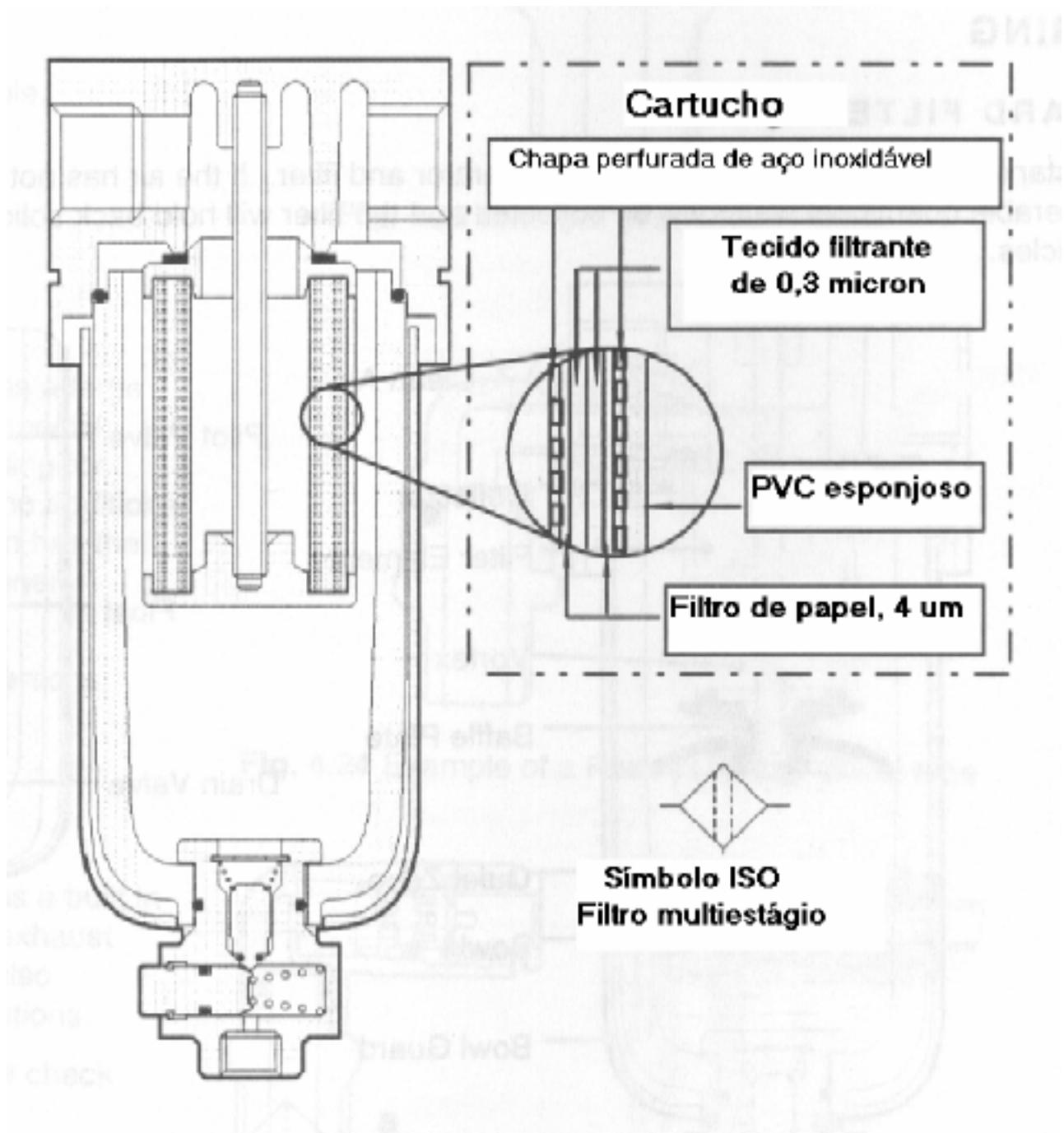


Fig. 5.2 – Micro-filtro típico, coalescente multiestágio

Filtros sub-micrônicos

Estes filtros são capazes de reter e remover virtualmente toda presença de óleo e água contida no fluxo de ar além de partículas de impurezas abaixo de $0,01\mu\text{m}$, para proporcionar a máxima proteção na utilização em dispositivos de medição fina, instrumentação pneumática, pintura eletrostática, limpeza e secagem na montagem de componentes eletrônicos.

O princípio de funcionamento é igual ao micro-filtro descrito anteriormente, a diferença é que estes possuem camadas adicionais no elemento filtrante de alta eficiência de retenção.

Escolha e seleção de filtros

O tamanho assim como o tipo de filtro a ser definido para uma aplicação específica depende inicialmente de três fatores:

- a) A vazão máxima requerida pelo equipamento pneumático a ser alimentado
- b) A queda de pressão (Δp) máx. aceitável na aplicação específica
- c) A qualidade e o grau de limpeza requerida na especificação

Os fabricantes fornecem gráficos e diagramas de pressão/vazão para permitir uma especificação correta do tamanho e do tipo de filtro desejado. Quanto ao grau de limpeza do ar, estão disponíveis cartuchos filtrantes de diversos tamanhos de malha.

Qualidade do ar

Níveis de filtração

Os níveis de filtração ou classes de qualidade são conhecidos também por grau de limpeza ou classe de pureza. São ao todo sete. Ainda não existe uma normatização em escala mundial.

Em cada país existe um grau de exigência diferente. A seguir veremos de forma esquemática os elementos envolvidos e uma tabela (Fig.5.3) com definições e critérios.

Descrição

O ar proveniente do compressor passa por pos-resfriador (aftercooler) equipado com dreno automático que se encarregam de eliminar uma boa parte do condensado e impurezas. O ar posteriormente entra em um reservatório com dreno automático instalado na parte inferior, devido a um novo resfriamento, derivado do contato do ar com as paredes internas do tanque, ocorre uma nova condensação eliminada pelo dreno automático no fundo do reservatório. Drenos adicionais podem ser instalados, opcionalmente ao longo da tubulação e sempre nas partes mais baixas desta. O esquema demonstrativo se divide em três partes principais:

As derivações **1 e 2** fornecem o ar comprimido diretamente do reservatório. As derivações **3,4,5,6** fornecem ar comprimido tratado adicionalmente por um secador por refrigeração. A derivação **7** inclui um secador por adsorção entre dois micro- filtros .

Os pontos 1 e 2 equipados com filtro padrão (standard) e drenos automáticos eliminam boa parte do condensado sedo que o ponto 2 tem um grau de limpeza maior devido a utilização de micro-filtro.

As derivações 3,4 e 5 recebem um ar comprimido de melhor qualidade fornecido através do secador por refrigeração. Portanto o ponto 3 não requer um dreno automático, o ponto 4 não necessita de uma pré-filtração e um micro-filtro fornece ar de muito boa qualidade. Enquanto o ponto 5 apresenta um incremento na qualidade e no grau de pureza por utilizar um micro-filtro e um filtro sub-micrônico em serie.

O ponto 6 inclui ainda um filtro eliminador de odores alem dos micro e sub-micro filtros. Um secador por adsorção alem dos filtros micrônico e sub-micrônico elimina todos os riscos da presença de condensado mesmo a baixas temperaturas.

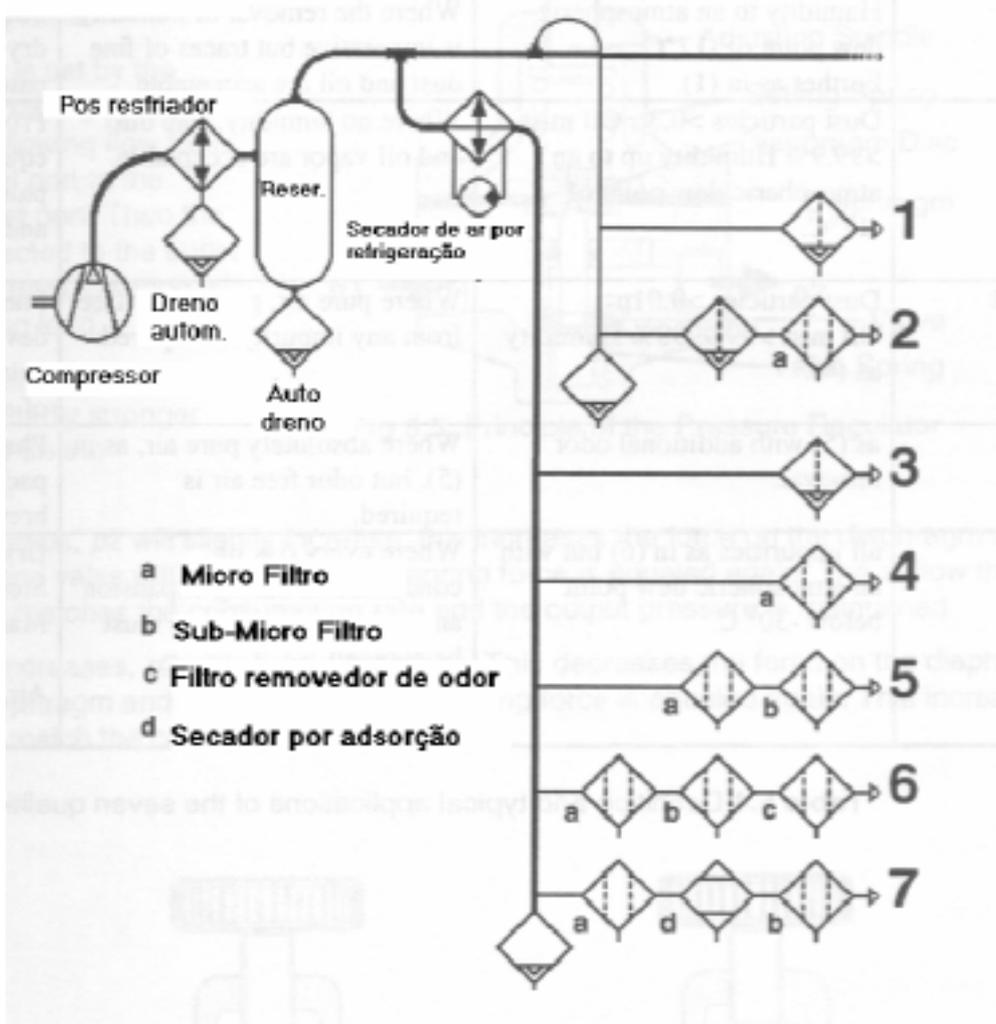


Fig.5.3 – Definição esquemática dos sete graus de limpeza

Aplicações típicas estão listadas na tabela a seguir

Número	Eliminação de:	Aplicação	Exemplos típicos
1	Partículas sólidas >5µm – Óleo líquido >99% - Umidade < 96%	Quando são aceitáveis impurezas, umidade e vestígios de óleo	Ar para sujeitar, soprar e acionamentos pneumáticos simples
2	Partículas sólidas >0,3µm – Névoa de óleo >99,9% - Umidade saturada > 99%	Quando pó fino e névoa de óleo não é aceitável mas pode-se correr riscos com a umidade saturada	Equipamento pneumático industrial em geral, ferramentas e motores pneumáticos
3	Umidade até um ponto de orvalho de -17°C- demais como em (1)	Quando a remoção da umidade é imperativo mas traços de pó fino e névoa de óleo são aceitáveis	Análogo a (1) mas como o ar é seco pode-se usar em pintura em spray
4	Partículas sólidas >0,3µm névoa de óleo >99,9% Umidade máx. para um ponto de orvalho - 17°C	Quando a umidade não é aceitável mas pó fino e traços de óleo é aceitável	Controle de processos, Instrumentos de medição, esfriamento em fundição, injeção de moldagem
5	Partículas sólidas >0,01µm Névoa de óleo >99,9999% Umidade como em (4)	Quando se requer ar puro, praticamente livre de qualquer impureza	Dispositivos pneumáticos de medição de precisão, pintura eletrostática, limpeza e secagem de conjuntos eletrônicos.
6	Como em (5) mas com remoção de odores	Quando o ar puro é extremamente necessário, como em (5) mas ar livre de odores é requerido	Ind. Farmacêutica, ind. Alimentícia, transporte pneum., fermentação e ar para respiração.
7	Todas as impurezas como em (6) mas com um ponto de orvalho abaixo de -30°C.	Quando é necessário evitar qualquer risco de condensação durante a expansão e a baixas temperaturas.	Secagem de componentes eletrônicos, Armazenagem de produtos farmacêuticos instrumentos náuticos de medição

Fig.5.4 – Tabela e definições de aplicações típicas das sete classes de limpeza (resumo)

Regulação da pressão

A regulação da pressão se faz necessária por vários motivos. Se uma pressão alta seria desejável (10~15 bar) na prática ela se torna muito cara, além de provocar desgaste prematuro nos componentes pneumáticos, não gerando nenhum benefício.

Uma pressão demasiadamente baixa, (3 ~4 bar) fácil de produzir, torna-se antieconômica devido à baixa eficiência. Outra razão para uma boa regulação está no fato de a pressão no sistema de

distribuição ser muito instável, oscilando constantemente devido ao consumo variável e à própria regulação do regime de trabalho dos compressores.

Portanto estabeleceu-se na prática que a pressão econômica estaria na faixa de 6 ~7 bar (0,6 ~0,7 MPa). A maioria dos fabricantes de equipamentos pneumáticos adotaram estes valores. Para quem adota o sistema anglo-americano esta pressão seria de 85 ~100 PSI.

Regulador padrão (standard)

Os reguladores de pressão operam pelo princípio da balança de forças. Este processo pode ser feito por um êmbolo ou um diafragma em contraposição as forças ajustáveis de molas e da pressão de saída. Os reguladores são conhecidos também como redutores de pressão, uma vez que a pressão de entrada, dita primária, deve ser sempre superior à pressão desejada na saída, dita secundária. É bom lembrar que quando a pressão secundária for igual à primária o regulador de pressão perde sua função.

Princípio de funcionamento

A pressão de saída se regula ajustando a carga da mola principal através do parafuso de ajuste com manopla. A mola apoiada sobre o núcleo da membrana central desloca para baixo um pequeno êmbolo abrindo a válvula de passagem de ar, este ar (p_1), numa determinada vazão e pressão vai para a conexão de saída (p_2) e através de um pequeno furo vai também agir sob a área da membrana se contrapondo à força da mola principal.

Neste momento é que se estabelece o **balanço de forças**. Se chamamos a força da mola principal de F_1 e o produto da pressão secundária pela área ($p_2 \times A$) da membrana de força F_2 , a pequena força exercida pela mola de retorno da válvula de passagem de força F_3 teremos a seguinte equação ao se estabelecer o equilíbrio de forças:

$$F_1 = (F_2 + F_3) - R \quad (R = \text{atrito da junta de vedação do êmbolo}).$$

Enquanto este equilíbrio de forças for constante a pressão secundária e a vazão através da válvula será constante.

A **ação reguladora** se dá da seguinte forma: se o consumo de ar aumentar na saída a pressão embaixo da membrana tende a diminuir, conseqüentemente a força F_2 também diminui alterando o balanço de forças a favor de F_1 que empurrará o êmbolo para baixo aumentando a passagem de ar restabelecendo a demanda e conseqüentemente a pressão secundária mas com uma vazão maior. Ao contrário, se o consumo diminuir a pressão secundária tende a subir para se aproximar da pressão primária maior. Novamente teremos a alteração do balanço de forças desta vez a favor de F_2 que empurrará a membrana para cima, a mola de retorno F_3 se encarregará de fechar a válvula diminuindo a vazão a fim de atender a diminuição do consumo.

Não havendo consumo a pressão secundária tende a aumentar empurrando a membrana até fechar a válvula **que permanecerá fechada enquanto não houver consumo.**

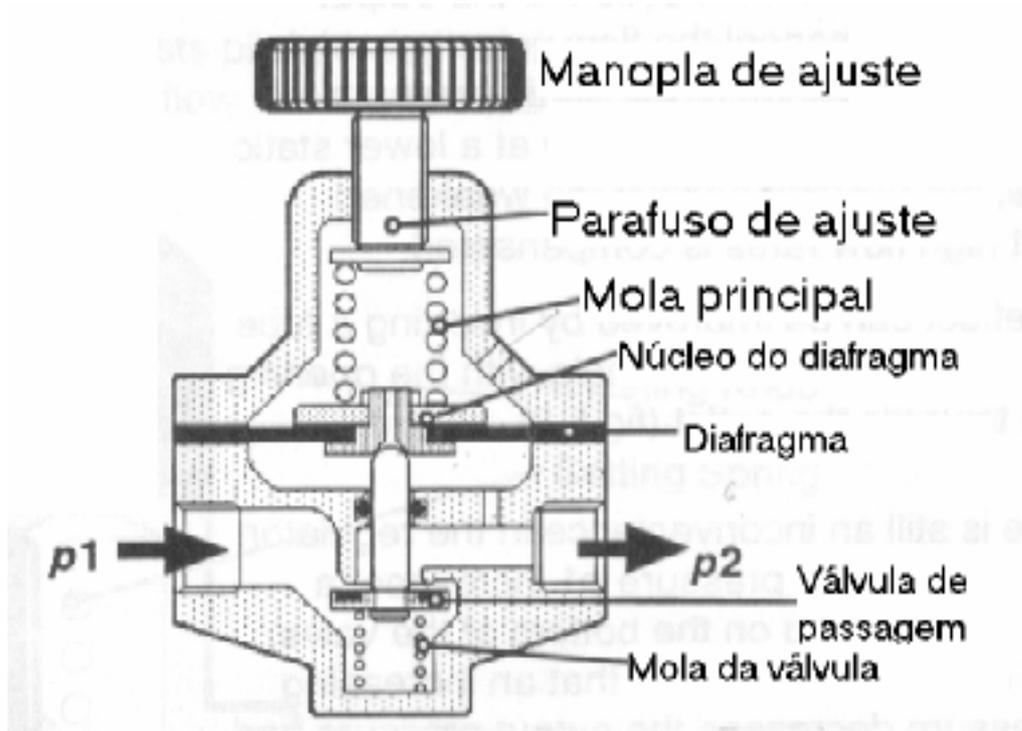


Fig.5.5 – Princípio de um regulador de pressão

Outra forma de alterar o balanço de forças e a pressão secundária é através de uma **ação de comando** que consiste em atuar no parafuso que pressiona a mola F1. A reação da reguladora se dará como descrito acima.

Caso haja uma contra pressão na saída, provocada pelo processo, o equilíbrio não se altera mas haverá um átimo em que a membrana será empurrada para cima provocando um alívio da pressão através do orifício existente no núcleo da membrana e do orifício na tampa superior da reguladora. Fig. 5.6

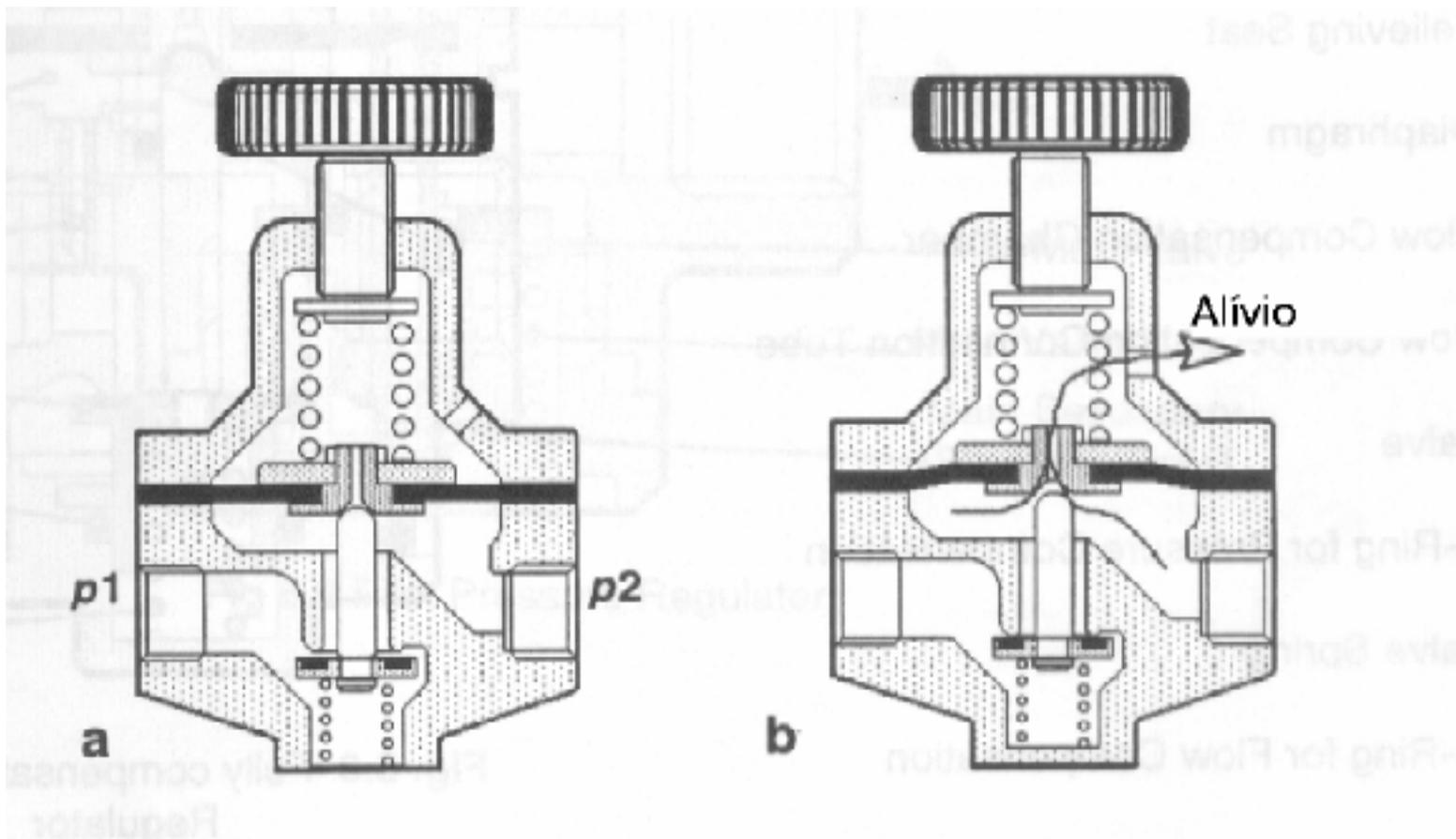


Fig.5.6 – Função de alívio em um regulador de pressão

Obs.: não confundir estes orifícios como vias de exaustão. Não obstruir o furo da tampa superior. Os reguladores também são conhecidos como redutores de pressão

Com índices elevados de vazão ocorre um fenômeno que deve ser observado. Quando isto ocorre a válvula de passagem do regulador fica totalmente aberta para atender a demanda e a mola principal fica praticamente toda estendida deixando o equilíbrio de forças muito sensível. Este fenômeno pode ser parcialmente atenuado criando-se uma terceira câmara $p3$, logo abaixo da membrana principal e uma pequena passagem entre a câmara da pressão secundária $p2$, nesta passagem pode se inserir um pequeno tubo com uma extremidade cortada em ângulo e com a face voltada para a saída. Isto permite que a pressão estática na câmara $p3$ seja mais baixa devido à velocidade mais elevada no pequeno tubo (Bernoulli) compensando assim o equilíbrio de forças entre a mola estendida, mais fraca, e a pressão estática mais baixa, $F2$ mais fraca.

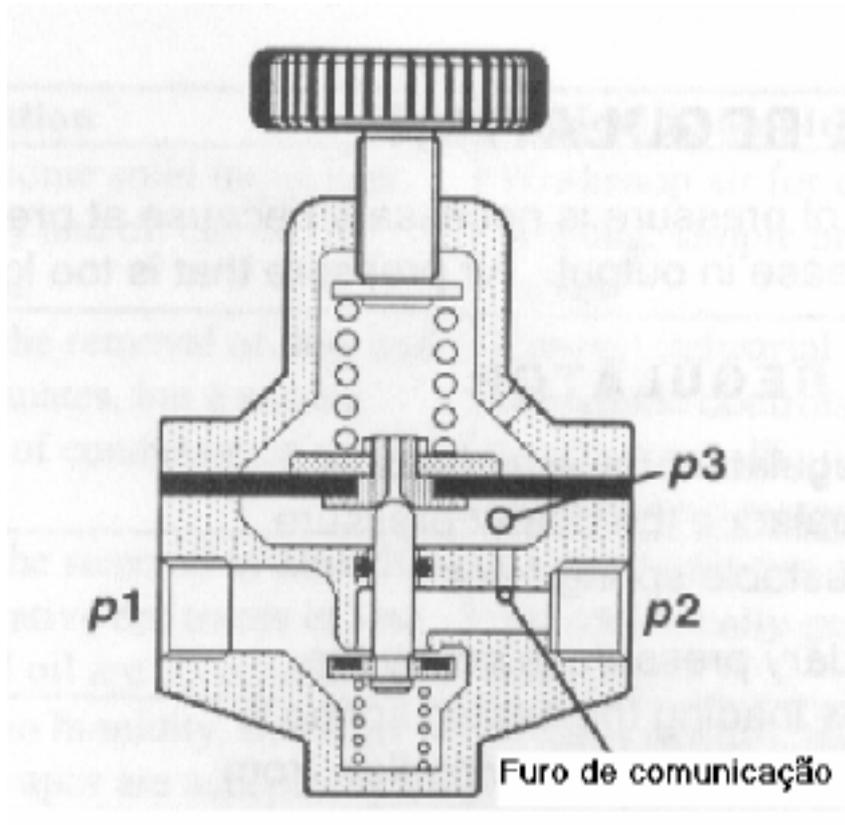
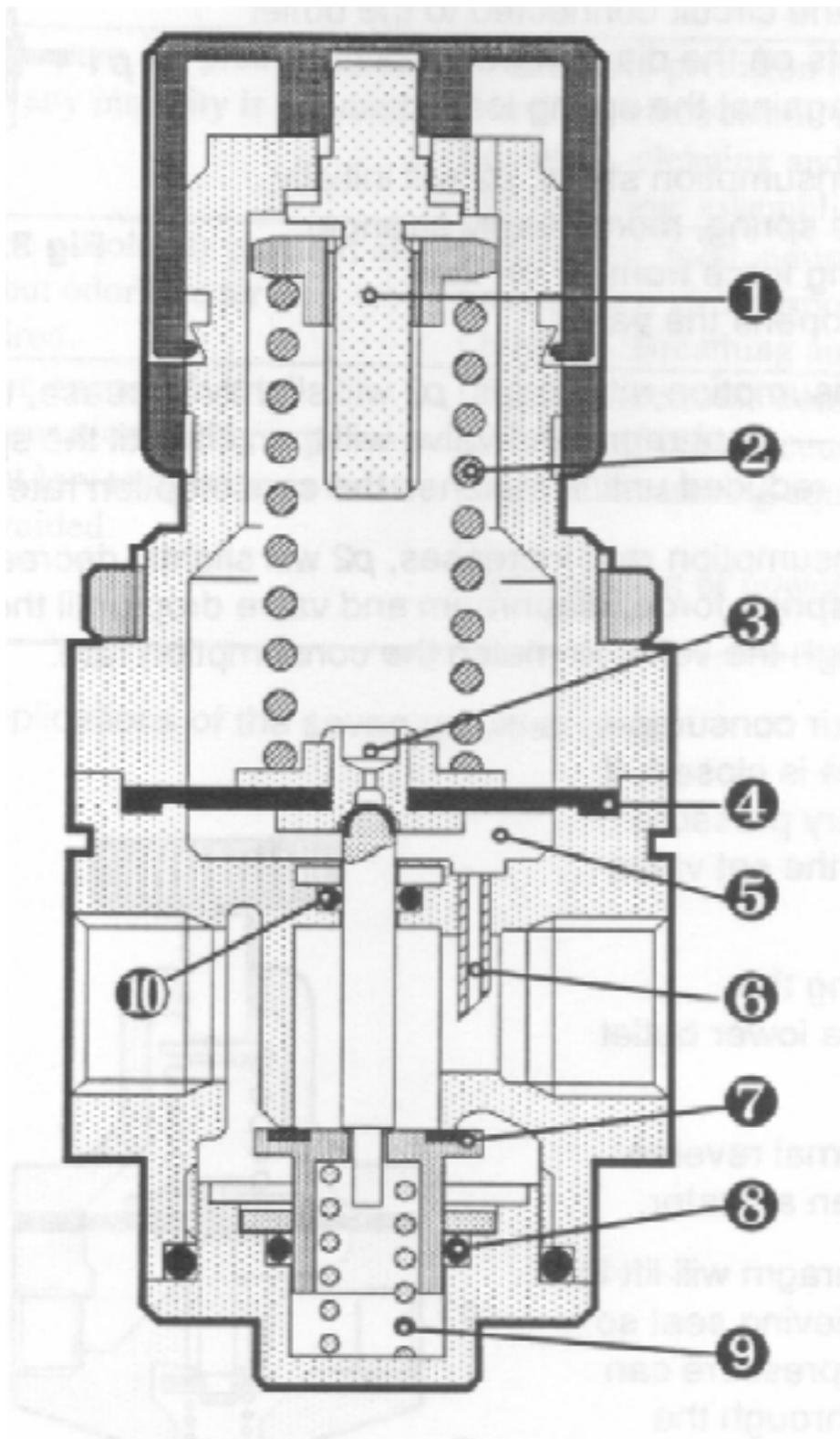


Fig.5.7 – Princípio de um regulador com compensação de vazão

Em relação ao modelo esquematicamente representado na Fig.5.7 ainda resta um pequeno inconveniente. Se a pressão de entrada aumenta sensivelmente altera-se o equilíbrio de forças provocado pelo aumento de F_2 o leva a uma redução da passagem na válvula provocando uma ligeira redução da pressão secundária. Este problema pode ser compensado com a utilização de reguladores de pressão que possuem áreas iguais nas câmaras de entrada e de saída como demonstrado no modelo da Fig.5.8 .

As partes mais importantes são:

1. Parafuso de ajuste
2. Mola reguladora
3. Núcleo com orifício de alívio
4. Diafragma (membrana)
5. Câmara de compensação da vazão
6. Tubo de compensação da vazão
7. Válvula de passagem
8. O-Ring de compensação da pressão
9. Mola de retorno da válvula
10. O-Ring de compensação da vazão



- 1- Parafuso de ajuste
- 2- Mola reguladora
- 3- Núcleo com orifício de alívio
- 4- Diafragma (Membrana)
- 5- Câmara de compensação de vazão
- 6- Tubo de compensação de vazão
- 7- Válvula de passagem
- 8- O-Ring de compensação de pressão
- 9- Mola de retorno da válvula
- 10-O-Ring de compensação de vazão

Fig.5.8 - Regulador de pressão completamente compensado

Regulador de pressão pilotado pneumaticamente

Este regulador se constitui de um regulador de pressão que tem na parte superior outro regulador que substitui a mola principal de regulagem. Estes modelos apresentam grande precisão mesmo em altas vazões. O regulador piloto fornece ou alivia o ar de pilotagem apenas nas fases de correção da pressão secundária. Em altas vazões não apresenta o problema de distensão da mola principal.

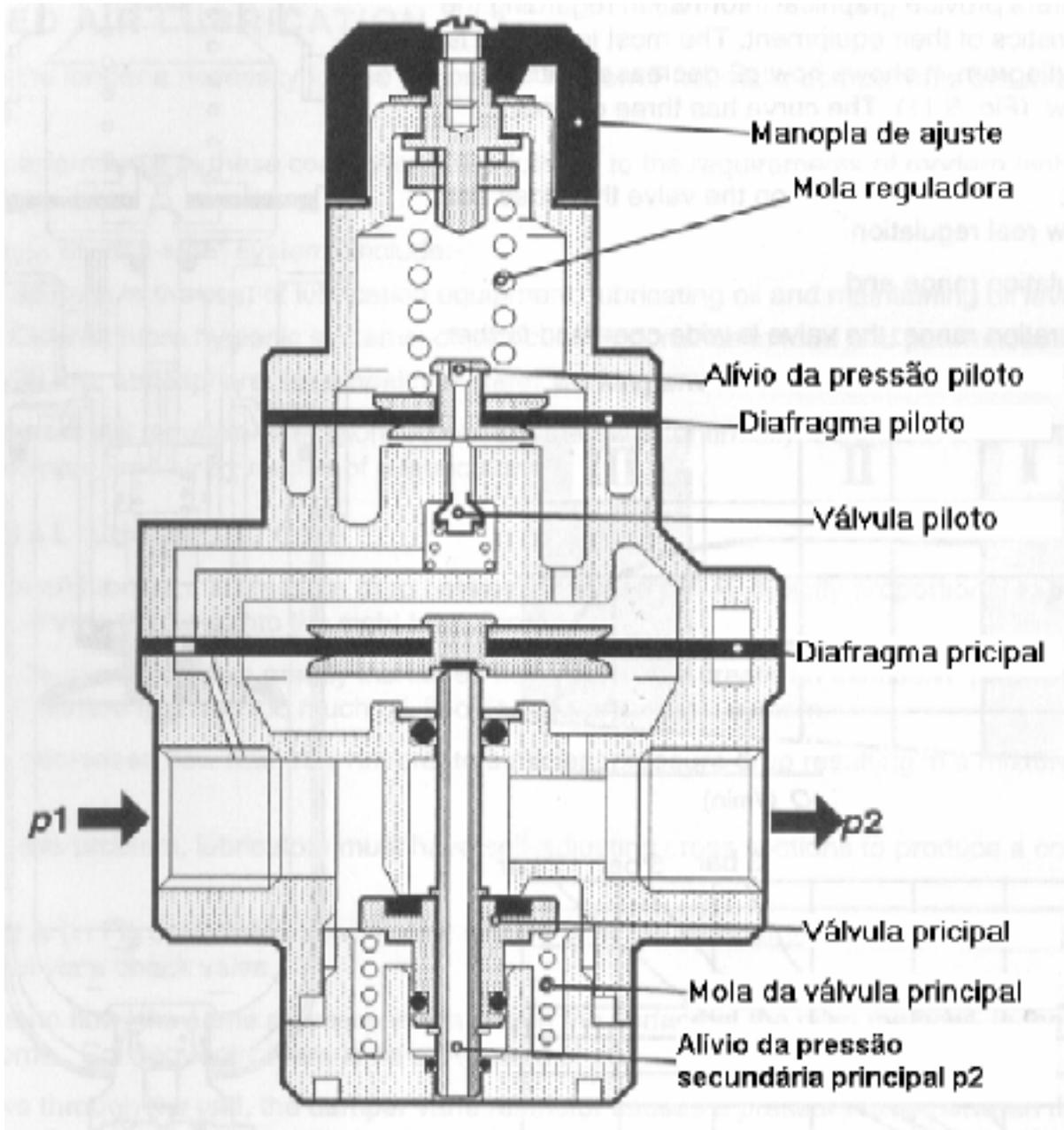


Fig.5.9 – Regulador com piloto pneumático de comando

Elementos combinados

Filtro-regulador de pressão

A combinação de filtro-regulador apresenta como principal vantagem a economia de espaço tão importante hoje em dia nas montagens de máquinas e dispositivos.

Estas unidades compactas são conhecidas como conjuntos de conservação e podem ter acoplados um terceiro elemento: o lubrificador

Características, escolha e seleção

A escolha da unidade deve levar em consideração a vazão desejada e a mínima variação de pressão na maior parte da gama de utilização que a unidade permite.

Os fabricantes fornecem em catálogo gráficos informativos que esclarecem estas características.

O mais importante é o gráfico Q/p_2 (vazão/pressão secundária) Fig.5.11. Ele demonstra como a pressão p_2 diminui com o aumento da vazão. A curva se divide em três fases distintas:

- 1- Início do arranque, pouco consumo tendo uma pequena passagem de ar na válvula de passagem o que ainda não permite uma regulação real e efetiva.
- 2- A faixa ideal de regulação e
- 3- a faixa de saturação; a válvula está totalmente aberta não permitindo mais regulação posterior.

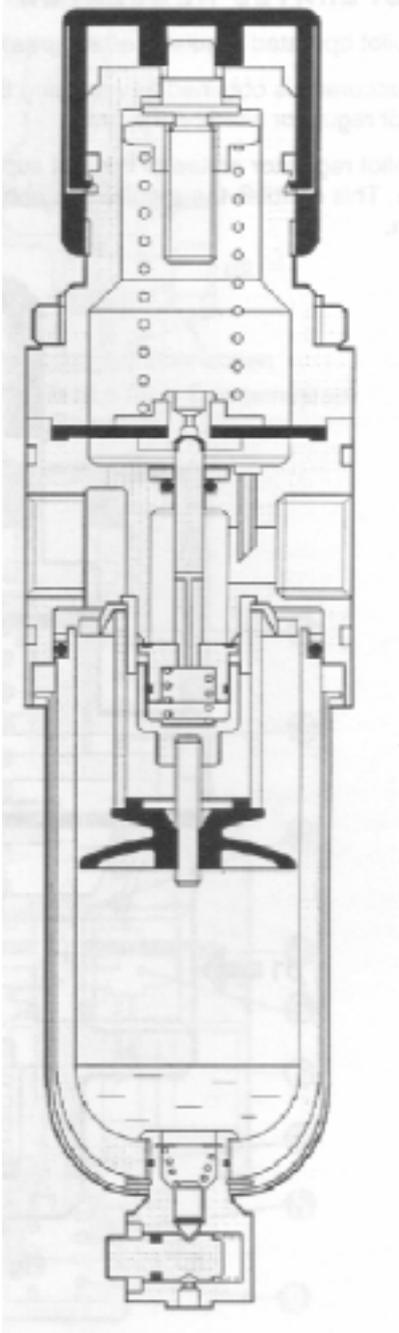


Fig.5.10 – Combinação de um Filtro - Regulador típico

O dimensionamento destas unidades deve levar em conta como principal aspecto a quantidade de fluxo requerido no projeto. Para o regulador a vazão média requerida deve ficar na metade da faixa de vazão (parte II (a) do gráfico Q/p^2). Para o filtro deve-se levar em conta a perda de carga Δp . Para um filtro separador padrão (não um filtro de linha) uma queda de 0,2 bar será o ideal para assegurar um bom funcionamento. Com uma vazão máxima o delta pi (Δp) deverá ficar sempre abaixo de 1 bar. O tamanho do componente deve ser escolhido pela vazão requerida e não pela rosca das conexões, mesmo que estas tenham que ser adaptadas à tubulação existente.

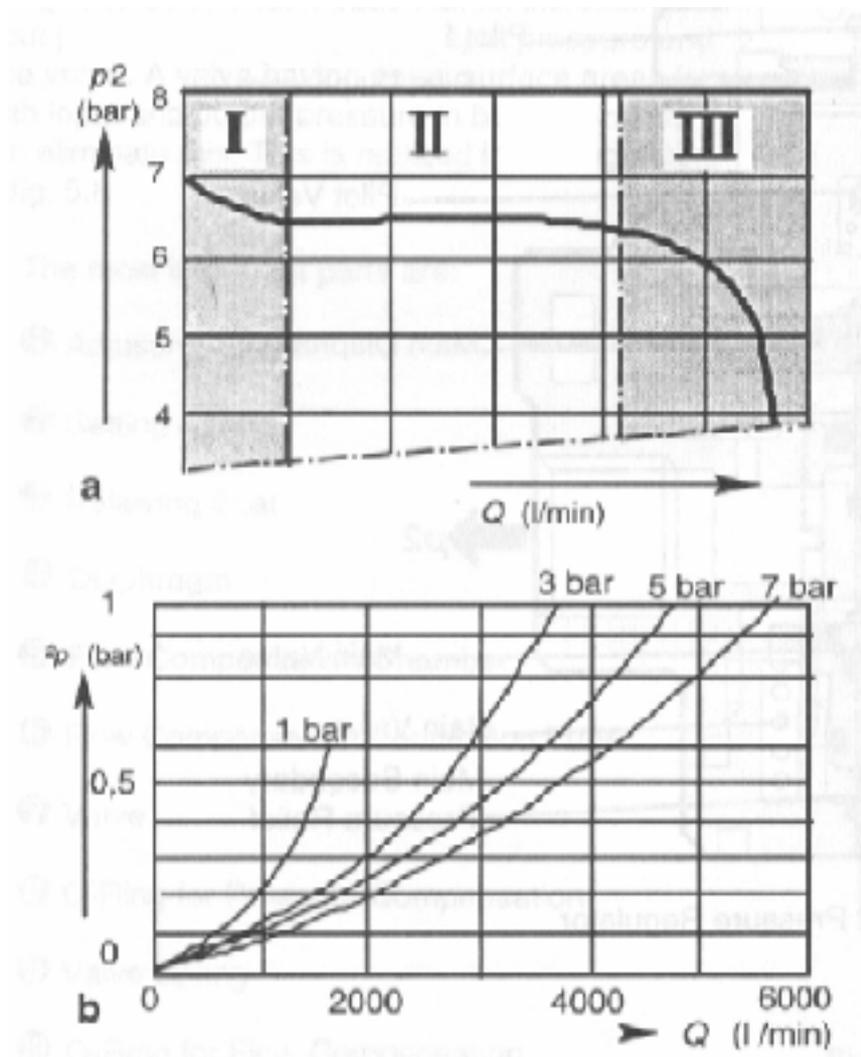


Fig.5.11 – Características típicas do comportamento **vazão/pressão**
a: Regulador **b:** Filtro

Ar comprimido lubrificado

A lubrificação já não é uma necessidade para os equipamentos pneumáticos modernos, que já são fornecidos pré lubrificados para toda sua vida útil.

A duração e o rendimento destes equipamentos satisfazem plenamente as necessidades das modernas máquinas e dispositivos de hoje graças ao alto número de ciclos que suportam.

As vantagens de sistemas não lubrificados são varias:

- a) Economia no custo do equipamento de lubrificação, do estoque do óleo e da mão de obra de manutenção do nível no lubrificador
- b) É mais limpo. Os sistemas são mais higiênicos e isto é importante nas fabricas modernas, principalmente nas industrias alimentícias, farmacêuticas e eletro-eletrônica.
- c) A atmosfera fica mais limpa proporcionando um ambiente de trabalho mais saudável e seguro.

Ainda existem componentes que necessitam de lubrificação. Para estes casos acrescenta-se um lubrificador que fornece lubrificação em forma de uma névoa de óleo misturada ao fluxo de ar e que atingem os equipamentos.

Caso o óleo atinja equipamentos que não necessitam de lubrificação ele dissolve a graxa permanente anulando esta propriedade, passando então a necessitar definitivamente de lubrificação.

Devemos lembrar que **um excesso** de lubrificação é mais prejudicial que a falta dela. Observar este lembrete quando existirem no circuito cilindros pneumáticos com amortecimento regulável nos fins de curso. O óleo ali se acumula e por ser quase incompressível anula o efeito do mesmo. Este fenômeno é conhecido como “calço hidráulico”.

Lubrificador proporcional

Num lubrificador (proporcional) a queda de pressão entre a entrada e a saída é diretamente proporcional à vazão de ar, este diferencial provoca a elevação do óleo, existente no copo do lubrificador, até o visor que contem um gotejador.

Com uma restrição fixa, uma vazão elevada cria um diferencial de pressão elevado que resultaria num gotejamento de óleo muito grande proporcionando uma mistura ar/óleo muito rica inundando o sistema pneumático.

Em contra partida, uma pequena vazão gera um diferencial muito baixo produzindo uma mistura muito pobre, correndo-se o risco de não realizar nenhuma lubrificação.

Para solucionar estes inconvenientes o lubrificador proporcional possui um sistema que auto regula a secção transversal de passagem (restritor) a fim de produzir uma mistura constante.

O ar que entra em “A” segue dois caminhos, uma parte segue em direção à saída passando por uma palheta amortizadora (damper) e outra parte entra no copo de óleo através da válvula de retenção.

Quando não tem vazão a pressão sobre a superfície de óleo, no tubo capilar e no gotejador é a mesma, portanto não existe movimento de óleo.

Quando o ar flui da entrada para a saída do elemento a palheta amortecedora gera um diferencial de pressão que aumenta proporcionalmente com a vazão.

Como o visualizador de gotejamento está ligado por um furo capilar com duto de baixa pressão logo após a palheta, a pressão no visor é menor que a existente na superfície do óleo. Esta diferença de pressão força o óleo a subir pelo tubo que passa por uma válvula de retenção e por um parafuso dosador (regulador de fluxo).

Uma vez no visor o óleo infiltra-se pelo furo capilar até alcançar o fluxo de ar no ponto de maior velocidade. Neste ponto a gota de óleo é pulverizada (atomizadas) formando uma mistura homogênea com o ar devido ao vórtice provocado pela turbulência após a palheta amortecedora.

A palheta amortecedora é construída com material flexível que se dobra com a passagem do fluxo de ar aumentando ou diminuindo a passagem de acordo com a variação da vazão. Desta forma ela mantém uma relação proporcional com o delta pi e consequentemente uma mistura uniforme de óleo/ar.

A válvula reguladora de fluxo serve para dosar a quantidade de óleo desejada e a válvula de retenção não permite o retorno de óleo para o copo quando não tem vazão.

A válvula de retenção do ar permite que a unidade seja reabastecida sem precisar fechar o ar interrompendo o trabalho.

A quantidade de óleo a ser acrescentada ao ar depende das condições específicas, em geral de uma a duas gotas de óleo a cada ciclo da máquina é suficiente.

Recomenda-se a utilização de óleo mineral sem aditivos com uma viscosidade de 32 centi-stokes (ISO standard VG32). Varias empresas possuem óleo especial para lubrificação do ar comprimido com alta capacidade de mistura sem perder as propriedades de lubrificação.

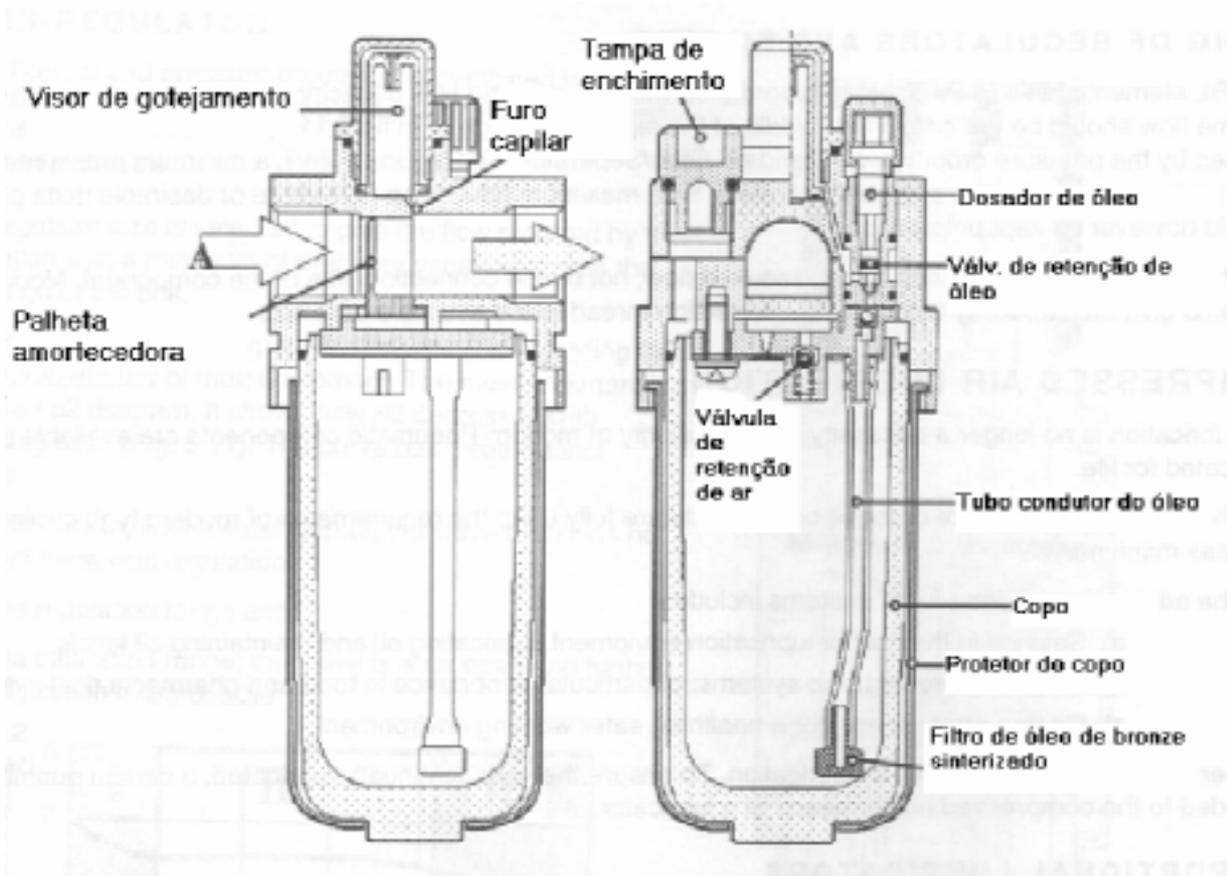


Fig.5.12 – Princípio esquemático de um Lubrificador proporcional

Unidades combinadas Filtro-Regulador-Lubrificador

As unidades individuais podem ser conectadas entre si por conexões roscadas ou através de grampos especiais de união. Em configurações recentes é possível configurar conjuntos dos mais diversos. A colocação de suportes assim como de válvulas de fechamento, pressostátos, válvulas de partida suave, válvulas de emergência e derivações são bastante facilitados.

Vedações estáticas entre as faces(O-Ring) eliminam a necessidade de conexões roscadas e de uniões. A conexão é estanque e o aspecto bastante compacto.

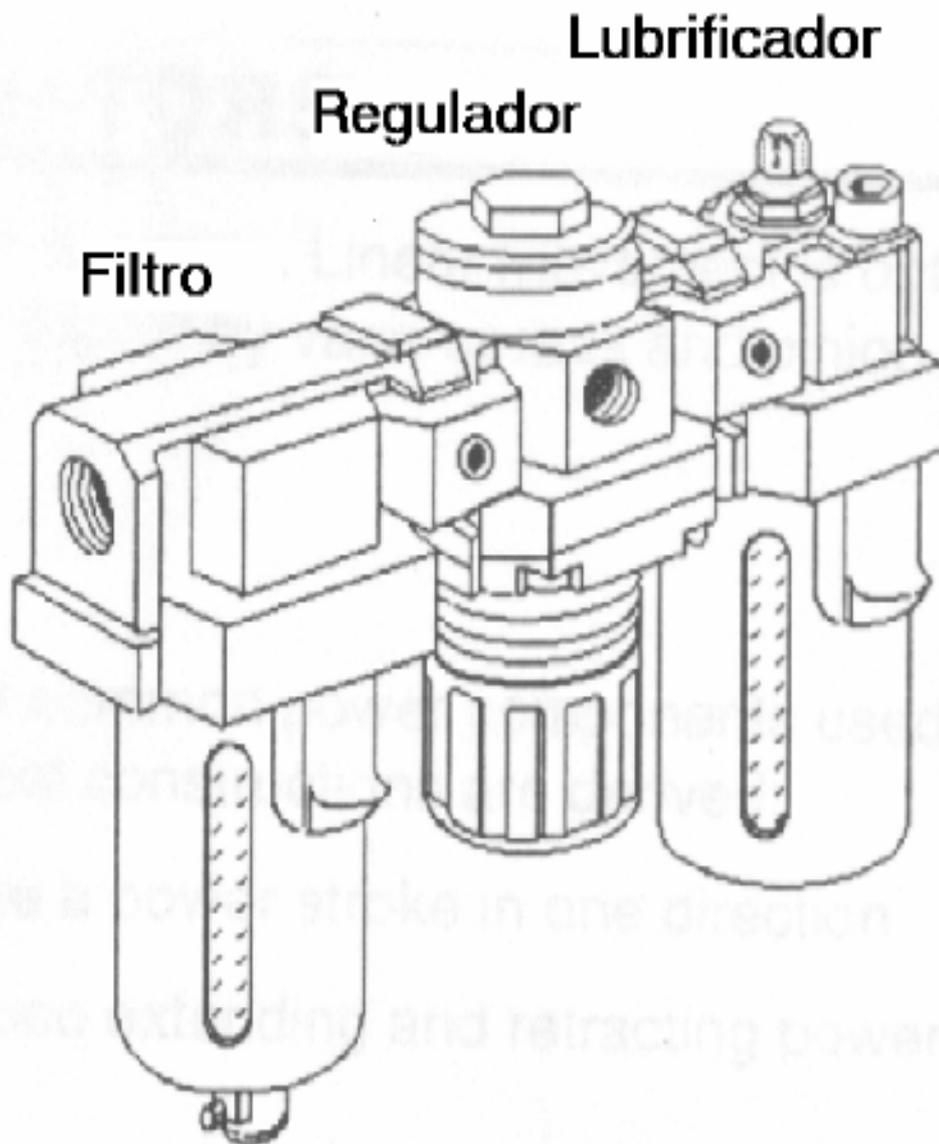


Fig. 5.13 – Unidade modular compacta de um Filtro- Regulador-Lubrificador(FRL)

O dimensionamento desta unidade deve priorizar a vazão máxima requerida pelo sistema, levando em conta a Unidade de menor vazão. A colocação deve ser sempre na horizontal e de preferência colocar um registro entre a Unidade e a tubulação.

Caso se opte por uma válvula de fechamento rápido esta deve ser colocada após a Unidade para evitar, caso fosse colocado antes, um retorno de ar do sistema que poderia danificar o colapso do elemento filtrante, da membrana do regulador de pressão além do retorno de óleo encharcando o filtro.

6.0 - Atuadores

Os atuadores pneumáticos, conhecidos também como elementos de trabalho, são aqueles componentes que transformam